

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-166452

(43)Date of publication of application : 22.06.1999

(51)Int.Cl.

F02M 25/07

F02M 25/07

F02M 25/07

F01P 3/20

F02D 45/00

F02D 45/00

(21)Application number : 09-332929

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 03.12.1997

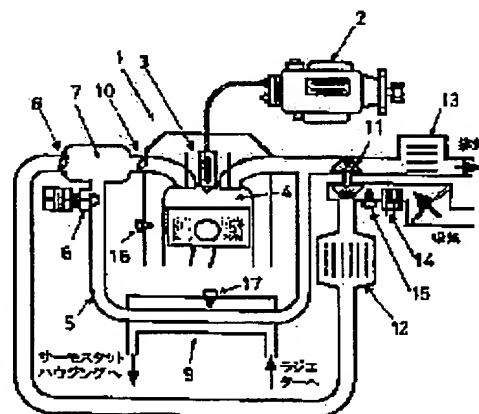
(72)Inventor : SHIRAKAWA AKIRA

(54) CYLINDER INTAKE GAS TEMPERATURE CALCULATING DEVICE AND EGR CONTROLLER FOR DIESEL ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To perform highly accurate EGR control by calculating a cylinder intake new air amount, an intake new air temperature, a cylinder intake EGR amount and the EGR gas temperature of an EGR gas cooling device exit side, predicting and computing a cylinder sucked gas temperature based on these and then correcting and controlling an EGR.

SOLUTION: A cylinder intake new air amount Q_{ac} is computed by performing delay treatment for an intake new air amount detected by an air flow meter 14 during the running of an engine 1. Also, an EGR amount is computed from the opening degree detected value of an EGR valve 6 and a differential pressure between an intake system pressure and an exhaust system pressure, and by performing delay treatment for the computed EGR amount, a cylinder intake EGR amount Q_{ec} is calculated. Further, the EGR gas temperature T_e of an EGR gas cooler exit side is computed based on the efficiency of an EGR gas cooler 9 and an exhaust temperature. Then, a cylinder sucked gas temperature is predicted and computed based on an intake new air temperature amount obtained by an intake temperature sensor 15 and various computed values Q_{ac} , Q_{ec} and T_e , and an EGR valve 5 is corrected and controlled based on these values.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 28.11.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or

application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3493986

[Date of registration] 21.11.2003

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] Whenever [inhalation new-air-volume detection means / to detect the inhalation new air volume to an engine /, and inhalation new atmospheric temperature / which detects whenever / inhalation new atmospheric temperature] A detection means, An inhalation-of-air system pressure detection means to detect an inhalation-of-air system pressure, and an exhaust air system pressure detection means to detect an exhaust air system pressure, An exhaust-gas-temperature detection means to detect an exhaust-gas temperature, and the EGR path which flows back from an exhaust air system to an inhalation-of-air system in a part of exhaust gas, An amount setting-out means of target EGR(s) to set up the amount of target EGR(s) based on the EGR valve prepared in the middle of and engine operation conditions, [an EGR path] In a diesel power plant equipped with an EGR valve control means to set up the target opening of an EGR valve from the differential pressure of an inhalation-of-air system pressure and an exhaust air system pressure, and the amount of target EGR(s), and to control an EGR valve, and the EGR gas cooling system which cools EGR gas A cylinder inhalation new-air-volume operation means to perform delay processing to the inhalation new air volume detected by said inhalation new-air-volume detection means, and to calculate cylinder inhalation new air volume, An amount operation means of EGR(s) to calculate the amount of EGR(s) whenever [EGR valve-opening / which detects the opening of an EGR valve] from the differential pressure of a detection means, and an inhalation-of-air system pressure and an exhaust air system pressure, and the opening of an EGR valve, An amount operation means of cylinder inhalation EGR(s) to perform delay processing to the amount of EGR(s), and to calculate the amount of cylinder inhalation EGR(s), An EGR gas cooling-system effectiveness setting-out means to set up the effectiveness of an EGR gas cooling system, An EGR gas temperature operation means to calculate the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side based on an exhaust-gas temperature and the effectiveness of an EGR gas cooling system, A cylinder inhalation gas-temperature operation means to calculate cylinder inhalation gas temperature based on cylinder inhalation new air volume, whenever [inhalation new atmospheric temperature], the amount of cylinder inhalation EGR(s), and the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side, a **** beam — the cylinder inhalation gas-temperature calculation equipment of the diesel power plant characterized by things.

[Claim 2] Said EGR gas cooling system is cylinder inhalation gas-temperature calculation equipment of the diesel power plant according to claim 1 characterized by to cool EGR gas with engine cooling water, to have established an EGR gas cooling water temperature detection means to have detected the circulating water temperature which passes this EGR gas cooling system, and to consider as the configuration which calculates the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side based on the circulating water temperature and the effectiveness of an EGR gas cooling system which an exhaust-gas temperature and an EGR gas cooling system are passed for said EGR gas temperature operation means.

[Claim 3] Cylinder inhalation gas-temperature calculation equipment of the diesel power plant according to claim 1 or 2 characterized by to have replaced with said inhalation-of-air system pressure detection means, to have established an inhalation-of-air system pressure prediction

means to have predicted an inhalation-of-air system pressure based on engine operation conditions, to have replaced with said exhaust air system pressure detection means, and to establish an exhaust air system pressure prediction means predict an exhaust air system pressure based on engine operation conditions.

[Claim 4] Cylinder inhalation gas-temperature calculation equipment of the diesel power plant of any one publication of claim 1 characterized by having replaced with said exhaust-gas-temperature detection means, and establishing an exhaust-gas-temperature prediction means to predict an exhaust-gas temperature based on engine operation conditions - claim 3.

[Claim 5] Cylinder inhalation gas-temperature calculation equipment of the diesel power plant of any one publication of claim 1 characterized by establishing an amendment means whenever [inhalation new atmospheric temperature / which amends whenever / inhalation new atmospheric temperature / which is detected by the detection means whenever / said inhalation new atmospheric temperature / with an inhalation-of-air system pressure] - claim 4.

[Claim 6] The EGR control unit of the diesel power plant characterized by establishing an amount amendment means of target EGR(s) to be equipped with the cylinder inhalation gas-temperature calculation equipment of any one publication of claim 1 - claim 5, and to amend the amount of target EGR(s) according to cylinder inhalation gas temperature.

[Claim 7] The EGR control unit of the diesel power plant according to claim 6 characterized by forming the water temperature control ready equipment which adjusts the circulating water temperature of the EGR gas cooling system which cools EGR gas with engine cooling water according to cylinder inhalation gas temperature.

[Claim 8] the amount of water which adjusts the circulating water flow of the EGR gas cooling system which cools EGR gas with engine cooling water according to cylinder inhalation gas temperature -- the EGR control unit of the diesel power plant according to claim 6 characterized by forming an adjusting device.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the cylinder inspired gas temperature calculation equipment in a diesel power plant equipped with EGR equipment with EGR (exhaust air reflux) gas cooling equipment, and the EGR control unit using this.

[0002]

[Description of the Prior Art] The emission requirement of a diesel power plant is being tightened up from a rise of the interest about environmental manipulation in recent years. If EGR is applied in large quantities in order to reduce especially NOx of a diesel power plant, since an ignition-delay period until the fuel injected by the combustion chamber is lit will become long, and the combustion rate of an anaphase will increase as an expansion line besides the fall of combustion temperature and a combustion ambient atmosphere will serve as hypoxia, it is in the inclination for an exhaust air particle (for PM;Particulate Matter to be called below) and other exhaust air components (HC, CO) to get worse generally.

[0003] Then, in order to improve the relation of this trade-off, a new combustion concept is proposed to the conventional diffusive-burning subject's direct injection diesel power plant in recent years. For example, reducing NOx and PM to coincidence is shown by lengthening the ignition-delay period of the injected fuel positively, and lowering combustion temperature to JP,8-86251,A.

[0004] Moreover, if the temperature of EGR gas is lowered, since the charging efficiency in a charging stroke will improve (being able to operate on conditions with much oxygen) and the temperature at the time of compression stroke termination of a combustion chamber will also fall, it is clear experimentally that NOx and PM can be reduced to coincidence, and the need of having the EGR gas cooling system which cools EGR gas using an engine cooling water as shown in JP,8-261072,A is increasing.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] Now, in this way, as an exhaust air purification means of a diesel power plant, although the EGR gas cooling system is effective, when applying to an actual car, there are the following troubles. Drawing 44 is the result of measuring the various parameters when running by the car which carried the diesel power plant equipped with the EGR gas cooling system.

[0006] In the case of an actual car, with an engine speed or a load, a circulating water flow fluctuates and the amount of EGR(s) is also fluctuated. For this reason, the EGR gas refrigeration capacity in an EGR gas cooling system will change with engine operational status a lot. Therefore, the gas temperature inhaled by the cylinder to manage will change with operational status a lot. Therefore, the exhaust air reduction effectiveness of the EGR gas cooling system obtained in a stationary experiment is not acquired only by merely equipping a car with an EGR gas cooling system given in above mentioned JP,8-261072,A.

[0007] Moreover, to change of the cooling water flow by the rotation load, or an exhaust-gas temperature, change of the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side is the effect of the thermal inertia of a cooling system, and shows a late response. For this reason,

when changing a circulating water temperature on the conditions which fixed opening of an EGR valve, for example, an EGR rate changes by late response to change of a circulating water temperature. A sensor is added there so that EGR gas temperature may be measured to the outlet of an EGR gas cooling system like JP,6-108925,A, and there are some which amend the amount of EGR(s) according to EGR gas temperature.

[0008] However, if coexistence with the endurance as a sensor for automobiles and responsibility is considered even if it uses the considerable sensor of a high response when measuring gaseous temperature, a response time constant is the order for about ten seconds, and it is difficult to measure the EGR gas temperature of a car with a sufficient precision. Moreover, if the life cycle of an automobile is considered in order to carry out degradation with the passage of time also with a response and precision by adhesion of soot in a sensor, I will think that it is difficult to apply to a car.

[0009] On the other hand, operational status, engine inspired air volume, and engine inlet-pipe internal pressure are measured, for example like JP,5-263717,A, and there are some which presume an intake-air temperature. Although there is a merit that there is no response delay for presumption by the operation, with this configuration as compared with the case where gas temperature is actually measured, an actual intake-air temperature has the delay by the delay of a sensor actuator and working medium, and the phase contrast on control poses a problem.

[0010] Moreover, when it has a heat exchanger like an EGR gas cooling system, it is difficult to measure inlet-pipe internal pressure correctly with a pressure sensor by the diesel to which does not have a heat exchange model and inlet-pipe internal pressure does not fall from an atmospheric pressure in the intake-air-temperature predictive model shown in the example. For this reason, the detection precision of the actual amount of EGR(s) is inadequate, and since an intake-air temperature cannot be predicted correctly, either, it is difficult [it] to calculate the gas temperature inhaled by the cylinder with a sufficient precision.

[0011] This invention was made paying attention to such a conventional trouble, and in the diesel power plant which applied the EGR gas cooling system, even if it is transient operation from which a service condition changes every moment, it aims at offering the cylinder inspired gas temperature calculation equipment which can compute cylinder inspired gas temperature with a sufficient precision so that the exhaust air reduction effectiveness by EGR gas cooling can be enjoyed.

[0012] Moreover, it aims at offering the EGR control unit of the diesel power plant which can acquire the desired exhaust air reduction effectiveness using this cylinder inspired gas temperature calculation equipment by carrying out amendment control of the EGR according to cylinder inspired gas temperature.

[0013]

[Means for Solving the Problem] For this reason, it constitutes from invention concerning claim 1 as follows (refer to drawing 1). It has a detection means, an inhalation-of-air system pressure detection means to detect an inhalation-of-air system pressure, an exhaust air system pressure detection means to detect an exhaust air system pressure, and an exhaust-gas-temperature detection means to detect an exhaust-gas temperature, whenever [inhalation new-air-volume detection means / to detect the inhalation new air volume to an engine /, and inhalation new atmospheric temperature / which detects whenever / inhalation new atmospheric temperature].

[0014] Moreover, it has an EGR valve-control means sets up the target opening of an EGR valve from the differential pressure of the EGR path which flows back from an exhaust air system to an inhalation-of-air system in a part of exhaust gas, the EGR valve prepared in the middle of the EGR path, an amount setting means of target EGR(s) set up the amount of target EGR(s) based on engine-operation conditions, and an inhalation-of-air system pressure and an exhaust-air system pressure, and the amount of target EGR(s), and control an EGR valve, and has further the EGR gas cooling system which cools EGR gas.

[0015] A cylinder inhalation new-air-volume operation means to perform delay processing to the inhalation new air volume detected by said inhalation new-air-volume detection means in here, and to calculate cylinder inhalation new air volume, An amount operation means of EGR(s) to

calculate the amount of EGR(s) whenever [EGR valve-opening / which detects the opening of an EGR valve] from the differential pressure of a detection means, and an inhalation-of-air system pressure and an exhaust air system pressure, and the opening of an EGR valve, An amount operation means of cylinder inhalation EGR(s) to perform delay processing to the amount of EGR(s), and to calculate the amount of cylinder inhalation EGR(s), An EGR gas cooling-system effectiveness setting means to set up the effectiveness of an EGR gas cooling system, An EGR gas temperature operation means to calculate the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side based on an exhaust-gas temperature and the effectiveness of an EGR gas cooling system, A cylinder inspired gas temperature operation means to calculate cylinder inspired gas temperature based on cylinder inhalation new air volume, whenever [inhalation new atmospheric temperature], the amount of cylinder inhalation EGR(s), and the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side is established, and cylinder inspired gas temperature calculation equipment is constituted.

[0016] In invention concerning claim 2, it is characterized by for said EGR gas cooling system to cool EGR gas by the engine cooling water, to have established an EGR gas cooling water-temperature detection means detected the circulating water temperature which passes this EGR gas cooling system, and to consider it as the configuration which calculates the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side based on the circulating water temperature and the effectiveness of an EGR gas cooling system in which an exhaust-gas temperature and an EGR gas cooling system are passed for said EGR gas temperature operation means (R> drawing 1 1 reference).

[0017] In invention concerning claim 3, it is characterized by having replaced with said inhalation-of-air system pressure detection means, having established an inhalation-of-air system pressure prediction means to predict an inhalation-of-air system pressure based on engine operation conditions, having replaced with said exhaust air system pressure detection means, and establishing an exhaust air system pressure prediction means to predict an exhaust air system pressure based on engine operation conditions. In invention concerning claim 4, it is characterized by having replaced with said exhaust-gas-temperature detection means, and establishing an exhaust-gas-temperature prediction means to predict an exhaust-gas temperature based on engine operation conditions.

[0018] In invention concerning claim 5, it is characterized by establishing an amendment means whenever [inhalation new atmospheric temperature / which amends whenever / inhalation new atmospheric temperature / which is detected by the detection means whenever / said inhalation new atmospheric temperature / with an inhalation-of-air system pressure] (refer to drawing 1). According to cylinder inspired gas temperature, an amount amendment means of target EGR(s) to amend the amount of target EGR(s) is established using above cylinder inspired gas temperature calculation equipment, and the EGR control unit of a diesel power plant consists of invention concerning claim 6 (refer to drawing 1).

[0019] In invention concerning claim 7, it is characterized by forming the water temperature adjusting device which adjusts the circulating water temperature of the EGR gas cooling system which cools EGR gas by the engine cooling water according to cylinder inspired gas temperature. the amount of water which adjusts the circulating water flow of the EGR gas cooling system which cools EGR gas by the engine cooling water in invention concerning claim 8 according to cylinder inspired gas temperature — it is characterized by forming an adjusting device.

[0020]

[Effect of the Invention] According to invention concerning claim 1, cylinder inhalation new air volume, whenever [inhalation new atmospheric temperature], the amount of cylinder inhalation EGR(s), and the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side are searched for appropriately, respectively, the prediction operation of the cylinder inspired gas temperature can be correctly carried out based on these, and the effectiveness of becoming possible to carry out amendment control of the EGR appropriately according to this cylinder inspired gas temperature is acquired.

[0021] According to invention concerning claim 2, when an EGR gas cooling system cools EGR gas by the engine cooling water, the prediction operation of the cylinder inspired gas

temperature can be carried out more at accuracy by detecting the circulating water temperature which passes this EGR gas cooling system, and calculating the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side in consideration of this. According to invention concerning claim 3, it becomes possible by predicting an inhalation-of-air system pressure and an exhaust air system pressure based on engine operation conditions to catch these exactly.

[0022] According to invention concerning claim 4, it becomes possible by predicting an exhaust-gas temperature based on engine operation conditions to catch this exactly. According to invention concerning claim 5, fluctuation of whenever [by fluctuation of an inhalation-of-air system pressure / inhalation new atmospheric temperature] can be exactly caught by amending the detection value of whenever [by the sensor / inhalation new atmospheric temperature] with an inhalation-of-air system pressure.

[0023] According to invention concerning claim 6, according to cylinder inspired gas temperature, the exhaust air reduction effectiveness of a request -- aggravation of exhaust air by the delay of EGR gas cooling for example, can be suppressed to the minimum -- can be acquired by amending the amount of target EGR(s) using above cylinder inspired gas temperature calculation equipment. According to cylinder inspired gas temperature, by adjusting the circulating water temperature of an EGR gas cooling system, the capacity of an EGR gas cooling system is controlled and, according to invention concerning claim 7, the exhaust air reduction effectiveness by EGR gas cooling can be enjoyed also in the time of transient operation to the maximum extent.

[0024] According to cylinder inspired gas temperature, by adjusting the circulating water flow of an EGR gas cooling system, the capacity of an EGR gas cooling system is controlled and, according to invention concerning claim 8, the exhaust air reduction effectiveness by EGR gas cooling can be enjoyed also in the time of transient operation to the maximum extent.

[0025]

[Embodiment of the Invention] The gestalt of operation of this invention is explained below.

Drawing 2 is the system chart showing the 1st operation gestalt of this invention. In a diesel power plant 1, direct injection supply of the fuel is carried out into a combustion chamber 4 through a fuel injection nozzle 3 by the electronics control fuel injection pump 2.

[0026] A part of exhaust gas is introduced into an inhalation-of-air system by EGR equipment from an exhaust air system. EGR equipment is constituted including the EGR path 5, the EGR valve 6 which controls the amount of EGR(s), and the inhalation-of-air throttle valve 8 of the collector 7 (EGR gas installation location) upstream. The EGR gas cooling system 9 which cools EGR gas by the engine cooling water is formed in the EGR path 5.

[0027] Moreover, the swirl control valve 10 is formed in collector 7 lower stream of a river, and, thereby, a swirl can be generated in a combustion chamber 4. Moreover, in this example, an inhalation-of-air system is equipped with a turbosupercharger 11 and an intercooler 12, and is equipped with the catalyst 13 for exhaust air purification at the exhaust air system. The intake temperature sensor as a detection means, the coolant temperature sensor with which 16 detects whenever [engine-coolant water temperature], and 17 are the EGR gas cooling coolant temperature sensors as an EGR gas cooling water temperature detection means to detect the circulating water temperature which passes the EGR gas cooling system 9, whenever [air flow meter / as an inhalation new-air-volume detection means by which 14 detects inhalation new air volume /, and inhalation / whose 15 detects whenever / inhalation new atmospheric temperature / new atmospheric temperature].

[0028] The example of the fuel injection equipment containing the electronics control fuel injection pump 2 and a fuel injection nozzle 3 is shown in drawing 3. The feed pump 22 which the electronics control fuel injection pump 2 rotates by the drive shaft 21, and presses a fuel beforehand, The pump house 23 which carries out the lubrication of the interior of a pump while storing the fuel pressurized with the feed pump 22, The plunger 25 which can give a reciprocating motion by the face cam 24, rotating and rotating by the drive shaft 21, inhales the fuel of a pump house 23, and is arranged a pressurized part, The delivery valve 26 which sends out the fuel which was prepared for every gas column and distributed by the plunger 25 to the fuel injection nozzle 3 of each gas column, The control sleeve 27 which determines a fuel

injection end by leaking the fuel pressurized by the plunger 25 to a pump house 23, The location of a control sleeve 27 is ~~fixed~~ free and it has the rotary solenoid 28 which adjusts fuel oil consumption, and the fuel cut bulb 29 which is made to stop the fuel induction of a plunger 25 and is made to suspend an engine.

[0029] Moreover, as a fuel-injection-timing adjustment device, as shown in drawing 4 besides drawing 3, the electronics control fuel injection pump 2 By being combined with said face cam 24 and moving the location The phase of the face cam 24 is changed. The timer piston 30 which can adjust fuel injection timing, By leaking the high-pressure fuel in the hyperbaric chamber which drives the timer piston 30 to a low-pressure-chamber side, the pressure of a timer hyperbaric-chamber pressure is regulated, and it has the timing control valve 31 which adjusts fuel injection timing.

[0030] Furthermore, the engine-speed sensors 32 and 33 which detect an engine speed or a pump engine speed, the accelerator opening sensor 34 which detects accelerator opening (control-lever opening) and the nozzle lift sensor 35 which detects the valve-opening stage (actual fuel injection timing) of a fuel injection nozzle 3, the fuel temperature sensor 37 which detects the fuel temperature in a pump house 23, the engine key switch 38, etc. are formed as various sensors, and these signals are inputted into the control unit 39.

[0031] Moreover, the signal of the air flow meter 14 shown in drawing 1, an intake temperature sensor 15, a coolant temperature sensor 16, and the EGR gas cooling coolant temperature sensor 17 is also inputted into the control unit 39. In addition, a fuel injection pump may be the common rail jet pump and unit injector under development not only in the jerk-pump of illustration but in each current company.

[0032] With a built-in microcomputer, a control unit 39 performs predetermined data processing, and carries out drive control of the rotary solenoid 28 for fuel-oil-consumption control, the fuel cut bulb 29, and the timing control valve 31 for fuel-injection-timing control, and the EGR valve 6, the swirl control valve 10, etc. in drawing 1 carry out drive control. The example of EGR equipment is shown in drawing 5.

[0033] The EGR valve 6 is formed all over the EGR path 5, is driven with a step motor, and adjusts the amount of EGR(s). In addition, a negative pressure drive type EGR valve besides such a step motor drive type EGR valve 6 etc. may be used. Based on the negative pressure made with a vacuum pump, with the control negative pressure whose pressure is regulated by the on-off control of two solenoid valves 41 and 42, the inhalation-of-air throttle valve 8 operates gradually, and adjusts the pressure in a collector 7.

[0034] Next, the contents of control are explained using a flow chart. Drawing 6 is the flow chart of an inhalation-of-air system pressure (collector section pressure; henceforth intake pressure) P_m operation. This flow is equivalent to an inhalation-of-air system pressure prediction means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. It is also possible to replace with a prediction operation and to use an intake-pressure sensor as an inhalation-of-air system pressure detection means.

[0035] In S1, T_a , the EGR gas temperature T_e , and the volumetric-efficiency equivalent value K_{in} are read whenever [cylinder inhalation new-air-volume Q_{ac} amount Q_{ec} of cylinder inhalation EGR(s), and inhalation new atmospheric temperature]. About the operation approach of each parameter, it mentions later. In S2, using the above parameter, an intake pressure P_m is calculated and processing is ended by the degree type.

[0036] $P_m = (Q_{ac} \times T_a + Q_{ec} \times T_e) \times R \times K_{pm} / (K_{in} \times K_{vol}) + O_{pm}$ -- here -- R -- a gas constant and K_{vol} A volume ratio ($= 1$ cylinder-capacity V_c / inhalation-of-air system volume V_m), and K_{pm} and O_{pm} are constants. Drawing 7 is the exhaust air system pressure (EGR gas output port pressure; henceforth an exhaust pressure) P_{exh} . It is the flow chart of an operation. This flow is equivalent to an exhaust air system pressure prediction means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. It is also possible to replace with a prediction operation and to use an exhaust-pressure sensor as an exhaust air system pressure detection means.

[0037] In S1, the displacement Q_{exh} , the exhaust-gas temperature T_{exh} , and engine speed N_e which are discharged from a cylinder are read. About the operation approach of each parameter, it mentions later. The above parameter is used in S2 and it is an exhaust pressure P_{exh} by the

degree type. It calculates and processing is ended.

$Pexh = (Qexh \times Ne / Kcon) \times Texh \times Kpexh + Opexh$ -- here, Kcon, Kpexh, and Opexh are constants.

[0038] Drawing 8 is the flow chart of a cylinder inhalation new-air-volume Qac operation. This flow is equivalent to a cylinder inhalation new-air-volume operation means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. Value Qas0 which calculated the output voltage of an air flow meter (AFM) in S1, calculated inhalation new air volume by table conversion from the electrical potential difference in read in and S2, and carried out weighted average processing to the value in S3 It asks.

[0039] At S4, it is the inhalation new air volume Qac0 per cylinder by Qas0, Ne, and constant KCON# to the degree type in read in and S5 about an engine speed Ne. It asks.

At $Qac0 = Qas0 / NexKCON\#S6$, it is Qas0. Calculated delay processing is performed n times and it is the inhalation new air volume Qacn of a collector inlet port. It calculates.

[0040] S7 -- volume ratio Kvol the volumetric-efficiency equivalent value Kin -- using -- Qacn from -- delay processing as shown in a degree type is performed, the cylinder inhalation new air volume Qac is calculated, and processing is ended.

$Qac = Qacn - 1 \times (1 - Kvol \times Kin) + Qacn \times Kvol \times Kin$ drawing 9 is the flow chart of the amount Qec operation of cylinder inhalation EGR(s). This flow is equivalent to the amount operation means of cylinder inhalation EGR(s), and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal.

[0041] In S1 and S2, the amount Qe of EGR(s) and an engine speed Ne are read. About the operation approach of the amount Qe of EGR(s), it mentions later. At S3, it is the amount Qecn of inhalation EGR(s) per cylinder by the amount Qe of EGR(s), an engine speed Ne, and constant KCON# to the degree type. It asks.

$Qecn = Qe / NexKCON\#S4$ -- volume ratio Kvol the volumetric-efficiency equivalent value Kin -- using -- Qecn from -- delay processing as shown in a degree type is performed, the amount Qec of cylinder inhalation EGR(s) is calculated, and processing is ended.

[0042] $Qec = Qecn - 1 \times (1 - Kvol \times Kin) + Qecn \times Kvol \times Kin$ drawing 10 is the flow chart of Ta operation whenever [inhalation new atmospheric temperature]. This flow is [whenever / inhalation new atmospheric temperature / whenever / detection means and inhalation new atmospheric temperature] equivalent to an amendment means, and is performed by every predetermined time (for example, 10ms). It is Ta0 and intake-pressure Pmn-1 whenever [inhalation new atmospheric temperature / which is detected by the intake temperature sensor in S1]. It reads.

[0043] In S2 and S3, like a degree type, the temperature-change prediction operation by the principle of thermodynamics is performed, Ta is calculated whenever [inhalation new atmospheric temperature], and processing is ended.

Pressure correction factor $Ktmpi = (Pmn - 1 / PA\#)$

inhalation new atmospheric temperature whenever $Ta = Ta0 \times Ktmpi + TOFF\#$ -- here, PA# and TOFF# are constants. However, water temperature, the vehicle speed, etc. may amend TOFF#.

[0044] Drawing 11 is the flow chart of the EGR gas temperature Te operation of an EGR gas cooling-system outlet side (collector inlet port). This flow is equivalent to an EGR gas temperature operation means including an EGR gas cooling-system effectiveness setting means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. EGR gas circulating water temperature Twg0 detected in S1 by the basic thermal transmittance kappa 0 in the heating surface of the EGR gas cooling system equivalent to the effectiveness of an exhaust-gas temperature Texh and an EGR gas cooling system and correction factor kappah, the amount Qe of EGR(s), and the EGR gas cooling coolant temperature sensor It reads.

[0045] in addition, the basic coefficient of overall heat transmission kappa 0 is shown in drawing 12 -- as -- an engine speed Ne and fuel oil consumption (load) Qsol from -- map retrieval is carried out in approximation, and the correction factor kappah carries out table retrieval from the amount Qe of EGR(s), as shown in drawing 1313 . Exhaust-gas temperature Texh And about the operation approach of the amount Qe of EGR(s), it mentions later. In S2, an operation as shown in a degree type performs delay processing of thermal transmittance kappa.

[0046]

$kappa = kappa_{n-1} \times (1 - TcK) + kappa0 \times TcK$ -- here, TcK is a constant. Moreover, n-1 of a

subscript It is a value in front of 1 cycle. In S3, an operation as shown in a degree type performs progress processing of the EGR gas circulating water temperature T_{wg} .

$T_{wg} = GKT_{w}T_{w} - T_{wg0n-1}$ -- here, GKT_{w} is a constant. Moreover, $n-1$ of a subscript It is a value in front of 1 cycle.

[0047] In S4, by the degree type, the EGR gas temperature T_e of an EGR gas cooling-system outlet side is calculated, and processing is ended.

$T_e = T_{exh} - T_{wg} \times k_{appaxA} / (k_{appaxkappa} hxA / 2 - Q_{ex}C_p)$

Here, A and C_p are constants. In addition, the operation expression of this T_e builds and transforms a bottom type based on the heat-exchanger model shown in drawing 14.

[0048] $G_{ax}C_p(T_{gin} - T_{gout}) = k_{appaxA} (T_{gin} - T_{gout}) (/2 - T_w)$

Here, C_p is gas ratio heat (although it is originally the function of temperature, it considers as a constant in a use region noting that change is small), and A is heating surface area. Drawing 15 is the flow chart of a volumetric-efficiency equivalent value K_{in} operation. This flow is performed synchronizing with a criteria crank angle signal.

[0049] In S1, the cylinder inhalation new air volume Q_{ac} , fuel oil consumption Q_{sol} , and an engine speed N_e are read. In S2, the volumetric-efficiency basic value K_{inH1} is calculated from the cylinder inhalation new air volume Q_{ac} and an engine speed N_e with reference to a map as shown, for example in drawing 16. At S3, it is fuel oil consumption Q_{sol} . From an engine speed N_e , the volumetric-efficiency load correction factor K_{inH2} is calculated with reference to a map as shown, for example in drawing 17.

[0050] In S4, from the volumetric-efficiency basic value K_{inH1} and its correction factor K_{inH2} , volumetric-efficiency equivalent value $K_{in} = K_{inH1} \times K_{inH2}$ is calculated, and processing is ended. Drawing 18 is an exhaust-gas temperature T_{exh} . It is the flow chart of an operation. This flow is equivalent to an exhaust-gas-temperature prediction means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. It is also possible to replace with a prediction operation and to use an exhaust gas temperature sensor as an exhaust-gas-temperature detection means.

[0051] At S1, S2, and S3, they are the cycle processing value Q_{f0} of fuel oil consumption, the cycle processing value T_{n0} of cylinder inspired gas temperature, and an exhaust pressure P_{exh} . It reads. About the operation approach of Q_{f0} and T_{n0} , it mentions later. In S4, the exhaust-gas-temperature basic value T_{exhb} is calculated from the cycle processing value Q_{f0} of fuel oil consumption with reference to a table as shown, for example in drawing 19.

[0052] Inhalation-of-air temperature compensation multiplier [as opposed to / at S5 / an exhaust-gas temperature by the cycle processing value T_{n0} of cylinder inspired gas temperature to the degree type] K_{texh1} It calculates.

$K_{texh1} = (T_{n0}/TA\#)^{KN\#}$ -- here, $TA\#$ and $KN\#$ are constants. S6 -- exhaust pressure P_{exh} from -- exhaust-pressure correction factor [as opposed to an exhaust-gas temperature using the formula based on the principle of the thermodynamics like a degree type] (temperature rise correction factor by exhaust air increased pressure) K_{texh2} It calculates.

[0053]

$K_{texh2} = (P_{exhn-1}/PA\#)^{(\#Ke-1)/\#Ke}$ -- here, $PA\#$ and $\#Ke$ are constants. S7 -- the exhaust-gas-temperature basic value T_{exhb} and inhalation-of-air temperature compensation multiplier K_{texh1} Exhaust-pressure correction factor K_{texh2} from -- exhaust-gas-temperature T_{exh} $= T_{exhb} \times K_{texh1} \times K_{texh2}$ It calculates and processing is ended.

[0054] Drawing 20 is the flow chart of the amount Q_e operation of EGR(s). This flow is equivalent to the amount operation means of EGR(s), and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. In S1, an intake pressure P_m , an exhaust pressure P_{exh} , and the amount Lifts of EGR **** lifts as whenever [EGR valve-opening] are read. In this case, whenever [EGR valve-opening], as a detection means, although the EGR valve-lift sensor which carries out direct detection of the amount Lifts of EGR **** lifts may be formed, the amount M_{lift} of EGR valve target lifts which mentions an EGR valve later as an amount Lifts of EGR **** lifts in the system which will be driven with the actuator with which it is decided that the actual amount of lifts will be a reason if desired value is given like a step motor can be used.

[0055] In S2, the EGR valve flow passage area A_{ve} is calculated from the amount Lifts of EGR **** lifts with reference to a table as shown, for example in drawing 21. At S3, they are the

EGR passage valve face product A_{ve} , and an intake pressure P_m and an exhaust pressure P_{exh} . From differential pressure, by the degree type, the EGR flow rate Q_e is calculated and processing is ended.

$Q_e = A_{ve} \sqrt{(P_{exh} - P_m) / \rho}$ -- here -- $KR\#$ -- a constant -- it is -- about -- it is a value equal to $2 \times \rho$ (ρ is an exhaust air consistency). According to whenever [EGR valve-opening], you may ask for $KR\#$ from a table.

[0056] Drawing 22 is the flow chart of cycle processing of cylinder inhalation new air volume (displacement), fuel oil consumption, and cylinder inspired gas temperature. This flow is performed by every predetermined time (for example, 10ms). At S1, they are the cylinder inhalation new air volume Q_{ac} , fuel oil consumption Q_{sol} , and cylinder inspired gas T_{int} . It reads. In addition, cylinder inspired gas temperature T_{int} . About the operation approach, it mentions later.

[0057] At S2, they are these $Q_{ac}(s)$, Q_{sol} , and T_{int} . Cycle processing is performed. That is, like a degree type, delay processing to have lengthened one from the number of cylinders about Q_{ac} is performed, and it is the cycle processing value Q_{exh} , i.e., displacement. It asks and is Q_{sol} . If it attaches, delay processing to have lengthened two from the number of cylinders is performed, the cycle processing value Q_{f0} is calculated, and it is T_{int} . If it attaches, delay processing to have lengthened one from the number of cylinders is performed, the cycle processing value T_{n0} is calculated, and processing is ended.

[0058] $Q_{exh} = Q_{ac} \times Z - (CYLN\# - 1)$ $Q_{f0} = Q_{sol} \times Z - (CYLN\# - 2)$ $T_{n0} = T_{int} \times Z - (CYLN\# - 1)$ Here, $CYLN\#$ is a number of cylinders. Drawing 23 is fuel oil consumption Q_{sol} . It is the flow chart of an operation. This flow is performed synchronizing with a criteria crank angle signal.

[0059] In S1, an engine speed N_e and the accelerator opening (control-lever opening) CL are read. In S2, the basic fuel oil consumption M_{qdrv} is calculated from an engine speed N_e and the accelerator opening CL with reference to a map as shown, for example in drawing 24. In S3, from the basic fuel oil consumption M_{qdrv} , various amendments, such as water temperature amendment, are performed and fuel oil consumption Q_{sol1} is calculated.

[0060] a map as shown, for example in drawing 25 by S4 -- referring to -- an engine speed N_e and an intake pressure P_m to maximum injection-quantity $Q_{sol1MAX}$ asking -- a limit of the maximum injection quantity -- carrying out (choosing the smaller one from Q_{sol1} and $Q_{sol1MAX}$) -- a result -- final fuel oil consumption Q_{sol}^{**} -- it carries out and processing is ended.

Drawing 26 is the flow chart of the amount $Liftt$ operation of command lifts to an EGR valve. This flow is equivalent to an EGR valve-control means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal.

[0061] In S1, an intake pressure P_m , an exhaust pressure P_{exh} , and the amount T_{qe} of target EGR(s) are read. About the operation approach of the amount T_{qe} of target EGR(s), it mentions later. In S2, the EGR valve demand flow passage area T_{av} is calculated using the formula based on the principle of the hydrodynamics like a degree type.

$T_{av} = T_{qe} / \sqrt{(P_{exh} - P_m) / \rho}$ -- here -- $KR\#$ -- a constant -- it is -- about -- it is a value equal to $2 \times \rho$ (ρ is an exhaust air consistency). According to whenever [EGR valve-opening], you may ask for $KR\#$ from a table.

[0062] In S3, the amount M_{lift} of target lifts is calculated from the EGR valve demand flow passage area T_{av} with reference to the table showing the relation of the flow passage area and the amount of lifts as shown, for example in drawing 27. In S4, progress processing for actuation delay of a valve is performed in the amount M_{lift} of target lifts, and processing is ended by making the value into the amount $Liftt$ of command lifts.

[0063] Drawing 28 is the flow chart of the amount T_{qe} operation of target EGR(s). This flow is equivalent to the amount operation means of target EGR(s) with the flow of drawing 29, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. In S1, engine-speed N_e , target EGR rate M_{egr} , and the cylinder inhalation new air volume Q_{ac} are read. Target EGR rate M_{egr} . About the operation approach, it mentions later.

[0064] At S2, it is target EGR rate M_{egr} to the cylinder inhalation new air volume Q_{ac} . By taking advantaging, it is amount $T_{qecO} = Q_{ac} \times M_{egr}$ of target inhalation EGR(s). It asks. In S3, progress processing of an inhalation-of-air system capacitive component is performed in the amount

TqecO of target inhalation EGR(s) like a degree type, and it is Tqec. It asks.

At $Tqec = Tqecn - 1 \times (1 - K_{inx}K_{vol}) + Tqec \times K_{inx}K_{vol}$ S4, it is the amount Tqec of target inhalation EGR(s). From an engine speed Ne and constant KCON#, by the degree type, the amount Tqe of target EGR(s) is calculated and processing is ended.

[0065] $Tqe = Tqec \times Ne / KCON\#$ drawing 29 is target EGR rate Megr. It is the flow chart of an operation. This flow is equivalent to the amount operation means of target EGR(s), and the amount amendment means of target EGR(s), and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. At S1, they are engine-speed Ne, fuel oil consumption Qsol, and the cylinder inspired gas temperature Tint. It reads. Cylinder inspired gas temperature Tint About the operation approach, it mentions later.

[0066] S2 -- an engine speed Ne and fuel oil consumption Qsol from -- with reference to a map as shown, for example in drawing 30, the target EGR rate basic value Megr0 is calculated. S3 -- cylinder inspired gas temperature Tint from -- a table as shown, for example in drawing 31 -- referring to -- correction factor Hegr It calculates. At S4, it is a correction factor Hegr to the target EGR rate basic value Megr0. By taking advantaging, it is target EGR rate Megr $= Megr0 \times Hegr$. It asks and processing is ended. This part is equivalent to the amount (target EGR rate) amendment means of target EGR(s).

[0067] Drawing 32 is the cylinder inspired gas temperature Tint. It is the flow chart of an operation. This flow is equivalent to a cylinder inspired gas temperature operation means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. In S1, Ta and the EGR gas temperature Te are read whenever [cylinder inhalation new-air-volume Qac amount Qec of cylinder inhalation EGR(s), and inhalation new atmospheric temperature].

[0068] At S2, it is the cylinder inspired gas temperature Tint by these to the degree type. It calculates and processing is ended.

$$Tint = (Qac \times Ta + Qec \times Te) / (Qac + Qec)$$

Thus, measure whenever [inhalation new-air-volume and inhalation new atmospheric temperature], and predict an intake pressure according to the principle of thermodynamics and hydrodynamics, and an exhaust pressure as well as an intake pressure is predicted. With the principle of hydrodynamics, from the differential pressure of an intake pressure and an exhaust pressure, and the opening area information over the amount of lifts of an EGR valve It is possible to predict correctly the gas temperature inhaled by the cylinder by considering as the configuration which calculates the amount of target EGR(s), and predicting the EGR gas temperature of an EGR gas cooling-system outlet side according to the operational status of the amount of EGR(s), and an engine.

[0069] Moreover, cylinder inspired gas temperature can be correctly predicted by predicting the delay of a sensor, an actuator, and a working fluid, and progressing and processing so that this delay may be compensated. Consequently, in the diesel power plant which applied the EGR gas cooling system, even if it is transient operation from which a service condition changes every moment, the exhaust air reduction effectiveness by EGR gas cooling is enjoyable. Moreover, since cylinder inspired gas temperature can be predicted with a sufficient precision, it becomes possible to carry out amendment control of the amount of EGR(s) according to cylinder inspired gas temperature, and the desired exhaust air reduction effectiveness comes to be acquired.

[0070] Other examples of following this invention are explained. Drawing 33 is drawing showing the configuration in the 2nd operation gestalt. With this 2nd operation gestalt, it is characterized by arranging the EGR gas cooling system 9 between the radiator 41 of an engine-coolant network, and a thermostat 42, and cooling with the water with which the engine cooling water got cold most, and adjusting water temperature with the radiator fan 43 as a water temperature adjusting device. 44 is a Water pump.

[0071] In addition, although not illustrated, it has a water cooling network separately in the EGR gas cooling systems 9, and you may make it adjust water temperature. In this 2nd operation gestalt, a different point from the 1st operation gestalt is a point that the flow of drawing 34 is added, on control. Drawing 34 is the flow chart of the EGR gas cooling water temperature control by the radiator fan. This flow is performed synchronizing with a criteria crank angle signal.

[0072] As shown to the cylinder inspired gas temperature Tint and drawing 35 in S1, they are an

engine speed N_e and fuel oil consumption (load) Q_{sol} . The target cylinder inspired gas temperature M_{tint} set up is read. At S2, it is the cylinder inspired gas temperature T_{int} . Difference $dT_{int} = T_{int} - M_{tint}$ with the target cylinder inspired gas temperature M_{tint} is calculated.

[0073] S3 -- temperature gradient dT_{int} from -- with reference to a table as shown in drawing 36, a radiator fan actuation number of stages (Off, Low, Mid, and Hi) is set up, the corresponding radiator fan control command is outputted, and processing is ended. That is, by controlling actuation of a radiator fan and controlling an EGR gas circulating water temperature, the amount of heat exchange is controlled by this 2nd example, and cylinder inspired gas temperature is controlled by it.

[0074] Drawing 37 is drawing showing the configuration in the 3rd operation gestalt of this invention. in this 3rd example, the amount of water which arranges the EGR gas cooling system 9 between Water pump 44 of thermostat 42 lower stream of a river and the inlet side of an engine 1, and cools with the water maintained at constant temperature, and passes the EGR gas cooling system 9 is adjusted -- as -- amount of water -- the amount of water as an adjusting device -- it is characterized by forming a regulator valve 45 and adjusting amount of water. amount of water -- as a regulator valve 45, the solenoid valve of a proportionality solenoid mold and the control valve driven with a step motor etc. are used.

[0075] In addition, although not illustrated, it has a water cooling network separately in the EGR gas cooling systems 9, and you may make it adjust amount of water. In this 3rd operation gestalt, a different point from the 1st operation gestalt is a point that replace with the flow of drawing 11 and the point (point replace with the table of drawing 13 strictly and using the map of drawing 40) using the flow of drawing 38 and the flow of drawing 41 are added, on control.

[0076] Drawing 38 is the flow chart of an EGR gas temperature T_e operation routine. This flow is equivalent to an EGR gas temperature operation means including an EGR gas cooling effectiveness setting means, and is performed synchronizing with a criteria crank angle signal. EGR gas circulating water temperature T_{wg0} detected in S1 by the basic thermal transmittance κ_0 in the heating surface of the EGR gas cooling system equivalent to the effectiveness of an exhaust-gas temperature T_{exh} and an EGR gas cooling system and correction factor κ_{pA} , the amount Q_e of EGR(s), and the EGR gas cooling coolant temperature sensor I_t reads.

[0077] in addition, the basic coefficient of overall heat transmission κ_0 is shown in drawing 39 -- as -- an engine speed N_e and fuel oil consumption (load) Q_{sol} from -- map retrieval is carried out in approximation and the correction factor κ_{pA} is shown in drawing 40 -- as -- the amount Q_e of EGR(s), and amount of water -- map retrieval is carried out from regulator-valve opening. In S2, an operation as shown in a degree type performs delay processing of thermal transmittance κ_{pA} .

$\kappa_{pA} = \kappa_{pA}^{n-1} \times (1 - T_{cK}) + \kappa_0 \times T_{cK}$ -- here, T_{cK} is a constant. Moreover, $n-1$ of a subscript I_t is a value in front of 1 cycle.

[0078] In S3, an operation as shown in a degree type performs progress processing of the EGR gas circulating water temperature T_{wg} .

$T_{wg} = GKT_{wT} - T_{wg0}^{n-1}$ -- here, GKT_{wT} is a constant. Moreover, $n-1$ of a subscript I_t is a value in front of 1 cycle.

[0079] In S4, by the degree type, the EGR gas temperature T_e of an EGR gas cooling-system outlet side is calculated, and processing is ended.

$T_e = T_{exh} - T_{wg} \times \kappa_{pA} / (\kappa_0 \times \kappa_{pA} \times h_{xA} / 2 - Q_{ex} \times C_p)$

Here, A and C_p are constants. drawing 41 -- amount of water -- it is the flow chart of the EGR gas circulating water flow control by the regulator valve. This flow is performed synchronizing with a criteria crank angle signal.

[0080] As shown to the cylinder inspired gas temperature T_{int} and drawing 42 in S1, they are an engine speed N_e and fuel oil consumption (load) Q_{sol} . The target cylinder inspired gas temperature M_{tint} set up is read. At S2, it is the cylinder inspired gas temperature T_{int} . Difference $dT_{int} = T_{int} - M_{tint}$ with the target cylinder inspired gas temperature M_{tint} is calculated.

[0081] S3 -- temperature gradient dT_{int} from -- a table as shown in drawing 43 -- referring to --

-- amount of water -- regulator-valve opening -- setting up -- amount of water -- a control command is outputted to the actuator for a regulator-valve drive, and processing is ended. namely, -- this 3rd operation gestalt -- amount of water -- by controlling the opening of a regulator valve and controlling an EGR gas circulating water flow, the amount of heat exchange is controlled and cylinder inspired gas temperature is controlled.

[0082] Thus, since cylinder inspired gas temperature stops being able to change at the time of transient operation easily by controlling the capacity of an EGR gas cooling system according to the predicted cylinder inspired gas temperature according to the 2nd operation gestalt or the 3rd operation gestalt (it shifts especially to an elevated-temperature side), the exhaust air reduction effectiveness by EGR gas cooling is enjoyable to the maximum extent.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-166452

(43) 公開日 平成11年(1999) 6月22日

(51) Int. Cl. ⁶

F02M 25/07

識別記号

570

550

580

F01P 3/20

F02D 45/00

301

F I

F02M 25/07

570 D

550 F

580 E

F01P 3/20

F

F02D 45/00

301 F

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全17頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平9-332929

(22) 出願日 平成9年(1997)12月3日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 白河 暁

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

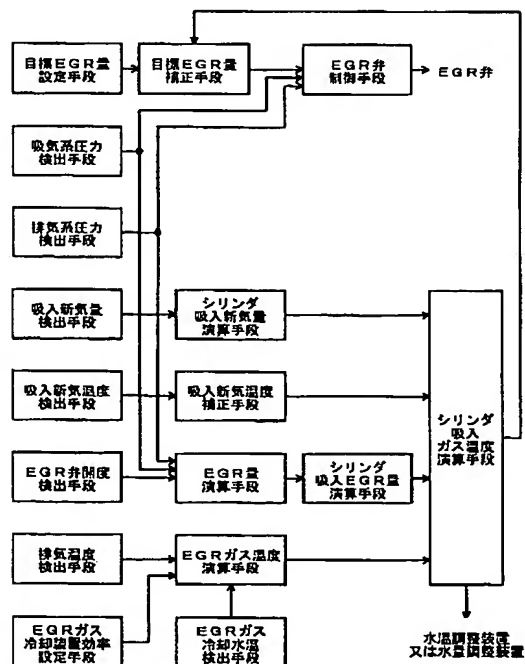
(74) 代理人 弁理士 笹島 富二雄

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンのシリンダ吸入ガス温度算出装置及びEGR制御装置

(57) 【要約】

【課題】 EGRガス冷却装置付きのEGR装置を備えるディーゼルエンジンにおいて、シリンダに吸入されるガス温度を正確に予測して、EGR制御に反映させる。

【解決手段】 吸入新気量を検出し、遅れ処理してシリンダ吸入新気量を演算する。吸入新気温度を検出する。吸気系圧力と排気系圧力との差圧とEGR弁の開度とからEGR量を演算し、遅れ処理してシリンダ吸入EGR量を演算する。排気温度とEGRガス冷却水温とEGRガス冷却装置の効率とからEGRガス温度を演算する。シリンダ吸入新気量と吸入新気温度とシリンダ吸入EGR量とEGRガス温度とから、シリンダ吸入ガス温度を演算する。シリンダ吸入ガス温度に応じて、目標EGR量を補正する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジンへの吸入新気量を検出する吸入新気量検出手段と、
吸入新気温度を検出する吸入新気温度検出手段と、
吸気系の圧力を検出する吸気系圧力検出手段と、
排気系の圧力を検出する排気系圧力検出手段と、
排気温度を検出する排気温度検出手段と、
排気系から排気ガスの一部を吸気系へ還流する EGR 通路と、
EGR 通路の途中に設けられた EGR 弁と、
エンジン運転条件に基づいて目標 EGR 量を設定する目標 EGR 量設定手段と、
吸気系圧力と排気系圧力との差圧と目標 EGR 量とから EGR 弁の目標開度を設定して EGR 弁を制御する EGR 弁制御手段と、
EGR ガスを冷却する EGR ガス冷却装置と、
を備えるディーゼルエンジンにおいて、
前記吸入新気量検出手段により検出される吸入新気量に遅れ処理を施してシリンダ吸入新気量を演算するシリンダ吸入新気量演算手段と、
EGR 弁の開度を検出する EGR 弁開度検出手段と、
吸気系圧力と排気系圧力との差圧と EGR 弁の開度とから EGR 量を演算する EGR 量演算手段と、
EGR 量に遅れ処理を施してシリンダ吸入 EGR 量を演算するシリンダ吸入 EGR 量演算手段と、
EGR ガス冷却装置の効率を設定する EGR ガス冷却装置効率設定手段と、
排気温度と EGR ガス冷却装置の効率とに基づいて EGR ガス冷却装置出口側の EGR ガス温度を演算する EGR ガス温度演算手段と、
シリンダ吸入新気量と吸入新気温度とシリンダ吸入 EGR 量と EGR ガス冷却装置出口側の EGR ガス温度とに基づいてシリンダ吸入ガス温度を演算するシリンダ吸入ガス温度演算手段と、
を設けたことを特徴とするディーゼルエンジンのシリンダ吸入ガス温度算出装置。

【請求項 2】 前記 EGR ガス冷却装置は、エンジン冷却水により EGR ガスを冷却するものであり、この EGR ガス冷却装置を通過する冷却水温度を検出する EGR ガス冷却水温度検出手段を設けて、前記 EGR ガス温度演算手段を、排気温度と EGR ガス冷却装置を通過する冷却水温度と EGR ガス冷却装置の効率とに基づいて EGR ガス冷却装置出口側の EGR ガス温度を演算する構成としたことを特徴とする請求項 1 記載のディーゼルエンジンのシリンダ吸入ガス温度算出装置。

【請求項 3】 前記吸気系圧力検出手段に代えて、エンジン運転条件に基づいて吸気系圧力を予測する吸気系圧力予測手段を設け、前記排気系圧力検出手段に代えて、エンジン運転条件に基づいて排気系圧力を予測する排気系圧力予測手段を設けたことを特徴とする請求項 1 又は請

求項 2 記載のディーゼルエンジンのシリンダ吸入ガス温度算出装置。

【請求項 4】 前記排気温度検出手段に代えて、エンジン運転条件に基づいて排気温度を予測する排気温度予測手段を設けたことを特徴とする請求項 1～請求項 3 のいずれか 1 つに記載のディーゼルエンジンのシリンダ吸入ガス温度算出装置。

【請求項 5】 前記吸入新気温度検出手段により検出される吸入新気温度を吸気系圧力により補正する吸入新気温度補正手段を設けたことを特徴とする請求項 1～請求項 4 のいずれか 1 つに記載のディーゼルエンジンのシリンダ吸入ガス温度算出装置。

【請求項 6】 請求項 1～請求項 5 のいずれか 1 つに記載のシリンダ吸入ガス温度算出装置を備え、シリンダ吸入ガス温度に応じて、目標 EGR 量を補正する目標 EGR 量補正手段を設けたことを特徴とするディーゼルエンジンの EGR 制御装置。

【請求項 7】 シリンダ吸入ガス温度に応じて、エンジン冷却水により EGR ガスを冷却する EGR ガス冷却装置の冷却水温度を調整する水温調整装置を設けたことを特徴とする請求項 6 記載のディーゼルエンジンの EGR 制御装置。

【請求項 8】 シリンダ吸入ガス温度に応じて、エンジン冷却水により EGR ガスを冷却する EGR ガス冷却装置の冷却水量を調整する水量調整装置を設けたことを特徴とする請求項 6 記載のディーゼルエンジンの EGR 制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】 本発明は、EGR（排気還流）ガス冷却装置付きの EGR 装置を備えるディーゼルエンジンにおけるシリンダ吸入ガス温度算出装置、及び、これを用いた EGR 制御装置に関する。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】 近年の環境改善への関心の高まりから、ディーゼルエンジンの排気規制が強化されつつある。特にディーゼルエンジンの NOx を低減するために、大量に EGR をかけると、燃焼室に噴射された燃料が着火するまでの着火遅れ期間が長くなり、燃焼温度の低下の他、膨張行程後期の燃焼割合が増え、かつ燃焼雰囲気酸素不足となるため、一般に排気微粒子（以下 PM ; Particulate Matter と称する）や他の排気成分（HC、CO）が悪化する傾向にある。

【 0 0 0 3 】 そこで、このトレードオフの関係を改善するために、従来の拡散燃焼主体の直噴ディーゼルエンジンに対し、近年、新たな燃焼コンセプトが提案されている。例えば、特開平 8 - 8 6 2 5 1 号には、噴射された燃料の着火遅れ期間を積極的に長くし、燃焼温度を下げることで、NOx と PM とを同時に低減することが示されている。

【0004】また、EGRガスの温度を下げると、吸入行程での充填効率が向上し（より酸素が多い条件で運転でき）、かつ、燃焼室内の圧縮行程終了時の温度も低下するため、NOxとPMとを同時に低減できることが実験的に明らかになっており、特開平8-261072号に示されるようなエンジン冷却水を用いてEGRガスを冷却するEGRガス冷却装置を備える必要性が高まっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】さて、このようにディーゼルエンジンの排気浄化手段として、EGRガス冷却装置は有効であるが、実際の車両に適用する場合、次のような問題点がある。図44はEGRガス冷却装置を備えたディーゼルエンジンを搭載した車両で走行したときの、各種パラメータを計測した結果である。

【0006】実際の車両の場合、エンジン回転数や負荷によって冷却水量が増減し、EGR量も増減する。このため、EGRガス冷却装置でのEGRガス冷却能力がエンジンの運転状態によって大きく変化することになる。ゆえに、管理したいシリンダに吸入されるガス温度は運転状態により大きく変化してしまう。従って、前記した特開平8-261072号に記載のEGRガス冷却装置をただ単に車両に装着しただけでは、定常実験で得られるEGRガス冷却装置の排気低減効果が得られない。

【0007】また、回転負荷による冷却水循環量や排気温度の変化に対して、EGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度の変化は、冷却装置の熱慣性の影響で、遅い応答を示す。このため、例えばEGR弁の開度を一定にした条件で冷却水温度を変化させた場合、冷却水温度の変化に対して遅い応答でEGR率が変化する。そこで、例えば特開平6-108925号のようにEGRガス冷却装置の出口にEGRガス温度を測定するようにセンサを追加し、EGRガス温度に応じてEGR量を補正するものがある。

【0008】しかし、気体の温度を測定する場合、相当高応答のセンサを用いても、自動車用センサとしての耐久性と応答性との両立を考えると、応答時定数は十数秒のオーダーであり、車両のEGRガス温度を精度よく測定することは困難である。また、センサへの煤の付着により応答・精度とも経時劣化するため、自動車のライフサイクルを考えると、車両へ適用することは困難であるとする。

【0009】他方、例えば特開平5-263717号のようにエンジンの運転状態と吸気量と吸気管内圧とを測定し、吸気温度を推定するものがある。この構成では、実際にガス温度を測定する場合と比較して、演算による推定のため応答遅れがないというメリットがあるが、実際の吸気温度は、センサ・アクチュエータ・作動ガスの遅れによる遅れがあり、制御上の位相差が問題となる。

【0010】また、EGRガス冷却装置のような熱交換

器を有する場合、実施例中で示されている吸気温度予測モデルでは、熱交換モデルがなくかつ吸気管内圧が大気圧より低下しないディーゼルでは圧力センサで吸気管内圧を正確に測定することは困難である。このため、実際のEGR量の検出精度が不十分であり、吸気温度も正確に予測できないため、シリンダに吸入されるガス温度を精度よく演算することは困難である。

【0011】本発明は、このような従来の問題点に着目してなされたもので、EGRガス冷却装置を適用したディーゼルエンジンにおいて、運転条件が時々刻々変化するような過渡運転であってもEGRガス冷却による排気低減効果を楽しむことができるように、シリンダ吸入ガス温度を精度よく算出することのできるシリンダ吸入ガス温度算出装置を提供することを目的とする。

【0012】また、このシリンダ吸入ガス温度算出装置を用い、シリンダ吸入ガス温度に応じて、EGRを補正制御することにより、所望の排気低減効果を得ることのできるディーゼルエンジンのEGR制御装置を提供することを目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】このため、請求項1に係る発明では、次のように、構成する（図1参照）。エンジンへの吸入新気量を検出する吸入新気量検出手段と、吸入新気温度を検出する吸入新気温度検出手段と、吸気系の圧力を検出する吸気系圧力検出手段と、排気系の圧力を検出する排気系圧力検出手段と、排気温度を検出する排気温度検出手段とを備える。

【0014】また、排気系から排気ガスの一部を吸気系へ還流するEGR通路と、EGR通路の途中に設けられたEGR弁と、エンジン運転条件に基づいて目標EGR量を設定する目標EGR量設定手段と、吸気系圧力と排気系圧力との差圧と目標EGR量とからEGR弁の目標開度を設定してEGR弁を制御するEGR弁制御手段とを備え、更に、EGRガスを冷却するEGRガス冷却装置を備える。

【0015】ここにおいて、前記吸入新気量検出手段により検出される吸入新気量に遅れ処理を施してシリンダ吸入新気量を演算するシリンダ吸入新気量演算手段と、EGR弁の開度を検出するEGR弁開度検出手段と、吸気系圧力と排気系圧力との差圧とEGR弁の開度とからEGR量を演算するEGR量演算手段と、EGR量に遅れ処理を施してシリンダ吸入EGR量を演算するシリンダ吸入EGR量演算手段と、EGRガス冷却装置の効率を設定するEGRガス冷却装置効率設定手段と、排気温度とEGRガス冷却装置の効率とに基づいてEGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度を演算するEGRガス温度演算手段と、シリンダ吸入新気量と吸入新気温度とシリンダ吸入EGR量とEGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度とに基づいてシリンダ吸入ガス温度を演算するシリンダ吸入ガス温度演算手段とを設けて、シリン

ダ吸入ガス温度算出装置を構成する。

【0016】請求項2に係る発明では、前記EGRガス冷却装置は、エンジン冷却水によりEGRガスを冷却するものであり、このEGRガス冷却装置を通過する冷却水温度を検出するEGRガス冷却水温検出手段を設けて、前記EGRガス温度演算手段を、排気温度とEGRガス冷却装置を通過する冷却水温度とEGRガス冷却装置の効率とに基づいてEGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度を演算する構成としたことを特徴とする（図1参照）。

【0017】請求項3に係る発明では、前記吸気系圧力検出手段に代えて、エンジン運転条件に基づいて吸気系圧力を予測する吸気系圧力予測手段を設け、前記排気系圧力検出手段に代えて、エンジン運転条件に基づいて排気系圧力を予測する排気系圧力予測手段を設けたことを特徴とする。請求項4に係る発明では、前記排気温度検出手段に代えて、エンジン運転条件に基づいて排気温度を予測する排気温度予測手段を設けたことを特徴とする。

【0018】請求項5に係る発明では、前記吸入新気温度検出手段により検出される吸入新気温度を吸気系圧力により補正する吸入新気温度補正手段を設けたことを特徴とする（図1参照）。請求項6に係る発明では、上記のシリンダ吸入ガス温度算出装置を用い、シリンダ吸入ガス温度に応じて、目標EGR量を補正する目標EGR量補正手段を設けて、ディーゼルエンジンのEGR制御装置を構成する（図1参照）。

【0019】請求項7に係る発明では、シリンダ吸入ガス温度に応じて、エンジン冷却水によりEGRガスを冷却するEGRガス冷却装置の冷却水温度を調整する水温調整装置を設けたことを特徴とする。請求項8に係る発明では、シリンダ吸入ガス温度に応じて、エンジン冷却水によりEGRガスを冷却するEGRガス冷却装置の冷却水量を調整する水量調整装置を設けたことを特徴とする。

【0020】

【発明の効果】請求項1に係る発明によれば、シリンダ吸入新気量と吸入新気温度とシリンダ吸入EGR量とEGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度とをそれぞれ適切に求め、これらに基づいてシリンダ吸入ガス温度を正確に予測演算でき、このシリンダ吸入ガス温度に応じてEGRを適切に補正制御することが可能になるという効果が得られる。

【0021】請求項2に係る発明によれば、EGRガス冷却装置がエンジン冷却水によりEGRガスを冷却する場合に、このEGRガス冷却装置を通過する冷却水温度を検出し、これを考慮して、EGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度を演算することにより、シリンダ吸入ガス温度をより正確に予測演算できる。請求項3に係る発明によれば、エンジン運転条件に基づいて吸気系圧力

及び排気系圧力を予測することにより、これらを的確にとらえることが可能となる。

【0022】請求項4に係る発明によれば、エンジン運転条件に基づいて排気温度を予測することにより、これを的確にとらえることが可能となる。請求項5に係る発明によれば、センサによる吸入新気温度の検出値を吸気系圧力により補正することにより、吸気系圧力の変動による吸入新気温度の変動を的確にとらえることができる。

10 【0023】請求項6に係る発明によれば、上記のシリンダ吸入ガス温度算出装置を用い、シリンダ吸入ガス温度に応じて、目標EGR量を補正することにより、例えばEGRガス冷却の遅れによる排気の悪化を最小限に抑えることができるなど、所望の排気低減効果を得ることができる。請求項7に係る発明によれば、シリンダ吸入ガス温度に応じて、EGRガス冷却装置の冷却水温度を調整することにより、EGRガス冷却装置の能力を制御して、過渡運転時においてもEGRガス冷却による排気低減効果を最大限に享受できる。

20 【0024】請求項8に係る発明によれば、シリンダ吸入ガス温度に応じて、EGRガス冷却装置の冷却水量を調整することにより、EGRガス冷却装置の能力を制御して、過渡運転時においてもEGRガス冷却による排気低減効果を最大限に享受できる。

【0025】

【発明の実施の形態】以下に本発明の実施の形態について説明する。図2は本発明の第1実施形態を示すシステム図である。ディーゼルエンジン1において、燃料は、電子制御燃料噴射ポンプ2により、燃料噴射ノズル3を介して、燃焼室4内に直接噴射供給される。

30 【0026】吸気系には、排気系より排気ガスの一部がEGR装置により導入される。EGR装置は、EGR通路5、EGR量を制御するEGR弁6、及びコレクタ7（EGRガス導入位置）上流の吸気絞り弁8を含んで構成される。EGR通路5には、エンジン冷却水によりEGRガスを冷却するEGRガス冷却装置9が設けられている。

40 【0027】また、コレクタ7下流にスワール制御弁10が設けられていて、これにより燃焼室4内にスワールを生成可能である。また、この例では、吸気系に、ターボ過給機11及びインタークーラ12が装着され、排気系に、排気浄化用の触媒13が装着されている。14は吸入新気量を検出する吸入新気量検出手段としてのエアフローメータ、15は吸入新気温度を検出する吸入新気温度検出手段としての吸気温センサ、16はエンジン冷却水温度を検出する水温センサ、17はEGRガス冷却装置9を通過する冷却水温度を検出するEGRガス冷却水温検出手段としてのEGRガス冷却水温センサである。

50 【0028】電子制御燃料噴射ポンプ2及び燃料噴射ノ

ズル 3 を含む燃料噴射装置の具体例は、図 3 に示される。電子制御燃料噴射ポンプ 2 は、ドライブシャフト 2 1 によって回転し、燃料を予圧するフィードポンプ 2 2 と、フィードポンプ 2 2 によって加圧された燃料を蓄えると共にポンプ内部を潤滑させるポンプ室 2 3 と、ドライブシャフト 2 1 によって回転し、回転しながらフェイスカム 2 4 により往復運動を与えられて、ポンプ室 2 3 の燃料を吸入し、加圧分配するプランジャ 2 5 と、各気筒毎に設けられてプランジャ 2 5 により分配された燃料を各気筒の燃料噴射ノズル 3 へ送出するデリバリバルブ 2 6 と、プランジャ 2 5 によって加圧された燃料をポンプ室 2 3 へ洩らすことによって噴射終わりを決定するコントロールスリーブ 2 7 と、コントロールスリーブ 2 7 の位置を自在に動して、燃料噴射量を調整するロータリーソレノイド 2 8 と、プランジャ 2 5 の燃料吸入を停止させてエンジンを停止させる燃料カットバルブ 2 9 と、を備える。

【 0 0 2 9 】 また、電子制御燃料噴射ポンプ 2 は、燃料噴射時期調整機構として、図 3 の他、図 4 に示されるように、前記フェイスカム 2 4 と結合され、その位置を移動させることにより、フェイスカム 2 4 の位相を変化させて、燃料噴射時期を調整可能なタイマピストン 3 0 と、タイマピストン 3 0 を駆動する高圧室内の高圧燃料を低圧室側に洩らすことによりタイマ高圧室圧力を調圧して、燃料噴射時期を調整するタイミングコントロールバルブ 3 1 と、を備える。

【 0 0 3 0 】 更に、各種センサとして、エンジン回転数又はポンプ回転数を検出する回転数センサ 3 2、3 3 と、アクセル開度（コントロールレバー開度）を検出するアクセル開度センサ 3 4、燃料噴射ノズル 3 の開弁時期（実際の噴射時期）を検出するノズルリフトセンサ 3 5 と、ポンプ室 2 3 内の燃温を検出する燃温センサ 3 7、エンジンキースイッチ 3 8 などが設けられ、これらの信号がコントロールユニット 3 9 に入力されている。

【 0 0 3 1 】 また、図 1 中に示したエアフローメータ 1 4、吸気温センサ 1 5、水温センサ 1 6、EGR ガス冷却水温センサ 1 7 の信号もコントロールユニット 3 9 に入力されている。尚、燃料噴射ポンプは、図示のジャーク式噴射ポンプに限らず、現在各社で開発中のコモンレール噴射ポンプやユニットインジェクタであってもよい。

【 0 0 3 2 】 コントロールユニット 3 9 は、内蔵のマイクロコンピュータにより、所定の演算処理を行って、燃料噴射量制御用ロータリーソレノイド 2 8、燃料カットバルブ 2 9、燃料噴射時期制御用タイミングコントロールバルブ 3 1 を駆動制御し、また、図 1 中の EGR 弁 6 やスワール制御弁 1 0 なども駆動制御する。EGR 装置の具体例は、図 5 に示される。

【 0 0 3 3 】 EGR 弁 6 は、EGR 通路 5 中に設けられ、ステップモータにより駆動されて、EGR 量を調整

する。尚、このようなステップモータ駆動式 EGR 弁 6 の他、負圧駆動式 EGR 弁などを用いてもよい。吸気絞り弁 8 は、バキュームポンプで作られる負圧を元に、2 つの電磁弁 4 1、4 2 のオンオフ制御で調圧される制御負圧により、段階的に作動して、コレクタ 7 内の圧力を調整する。

【 0 0 3 4 】 次に、制御内容をフローチャートを用いて説明する。図 6 は吸気系圧力（コレクタ部圧力；以下吸気圧という） P_m 演算のフローチャートである。本フローは吸気系圧力予測手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。予測演算に代えて、吸気系圧力検出手段として吸気圧センサを用いることも可能である。

【 0 0 3 5 】 S 1 では、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} 、シリンダ吸入 EGR 量 Q_{ec} 、吸入新気温度 T_a 、EGR ガス温度 T_e 、体積効率相当値 K_{in} を読込む。各パラメータの演算法については後述する。S 2 では、以上のパラメータを用いて、次式により、吸気圧 P_m を演算し、処理を終了する。

$$【 0 0 3 6 】 P_m = ((Q_{ac} \times T_a + Q_{ec} \times T_e) \times R \times K_{pm}) / (K_{in} \times K_{vol}) + O_{pm}$$

ここで、 R は気体定数、 K_{vol} は容積比（ $= 1$ シリンダ容積 V_c / 吸気系容積 V_m ）、 K_{pm} 、 O_{pm} は定数である。図 7 は排気系圧力（EGR ガス取出口圧力；以下排気圧という） P_{exh} 演算のフローチャートである。本フローは排気系圧力予測手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。予測演算に代えて、排気系圧力検出手段として排気圧センサを用いることも可能である。

【 0 0 3 7 】 S 1 では、シリンダから排出される排気量 Q_{exh} 、排気温度 T_{exh} 、エンジン回転数 N_e を読込む。各パラメータの演算法については後述する。S 2 では、以上のパラメータを用いて、次式により、排気圧 P_{exh} を演算し、処理を終了する。

$$P_{exh} = (Q_{exh} \times N_e / K_{con})^{\frac{1}{n}} \times T_{exh} \times K_{pexh} + O_{pexh}$$

ここで、 K_{con} 、 K_{pexh} 、 O_{pexh} は定数である。

【 0 0 3 8 】 図 8 はシリンダ吸入新気量 Q_{ac} 演算のフローチャートである。本フローはシリンダ吸入新気量演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。S 1 では、エアフローメータ（AFM）の出力電圧を読み込み、S 2 では、その電圧からテーブル変換で吸入新気量を演算し、S 3 では、その値に加重平均処理を行った値 Q_{as0} を求める。

【 0 0 3 9 】 S 4 では、エンジン回転数 N_e を読み込み、S 5 では、 Q_{as0} 、 N_e 及び定数 $K_{CON\#}$ から、次式により、1 シリンダ当たりの吸入新気量 Q_{ac0} を求める。

$$Q_{ac0} = Q_{as0} / N_e \times K_{CON\#}$$

S 6 では、 Q_{as0} の n 回演算分の遅れ処理を行い、コレ

10

20

30

40

50

クタ入口の吸入新気量 Q_{acn} を演算する。

【0040】S7では、容積比 K_{vol} と体積効率相当値 K_{in} とを用いて、 Q_{acn} から次式に示すような遅れ処理を行ってシリンダ吸入新気量 Q_{ac} を求め、処理を終了する。

$$Q_{ac} = Q_{acn-1} \times (1 - K_{vol} \times K_{in}) + Q_{acn} \times K_{vol} \times K_{in}$$

図9はシリンダ吸入EGR量 Q_{ec} 演算のフローチャートである。本フローはシリンダ吸入EGR量演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。

【0041】S1, S2では、EGR量 Q_e 、エンジン回転数 N_e を読み込む。EGR量 Q_e の演算方法については後述する。S3では、EGR量 Q_e 、エンジン回転数 N_e 及び定数 $K_{CON\#}$ から、次式により、1シリンダ当たりの吸入EGR量 Q_{ecn} を求める。

$$Q_{ecn} = Q_e / N_e \times K_{CON\#}$$

S4では、容積比 K_{vol} と体積効率相当値 K_{in} とを用いて、 Q_{ecn} から次式に示すような遅れ処理を行ってシリンダ吸入EGR量 Q_{ec} を求め、処理を終了する。

$$Q_{ec} = Q_{ecn-1} \times (1 - K_{vol} \times K_{in}) + Q_{ecn} \times K_{vol} \times K_{in} \quad 20$$

図10は吸入新気温度 T_a 演算のフローチャートである。本フローは吸入新気温度検出手段及び吸入新気温度補正手段に相当し、所定時間（例えば10ms）毎に実行される。S1では、吸気温センサにより検出される吸入新気温度 T_{a0} 、及び、吸気圧 P_{mn-1} を読み込む。

【0043】S2, S3では、次式のごとく、熱力学の法則による温度変化予測演算を行って、吸入新気温度 T_a を求め、処理を終了する。

$$\text{圧力補正係数 } K_{tmpi} = (P_{mn-1} / P_{A\#})$$

$$\text{吸入新気温度 } T_a = T_{a0} \times K_{tmpi} + T_{OFF\#}$$

ここで、 $P_{A\#}$ 、 $T_{OFF\#}$ は定数である。但し、 $T_{OFF\#}$ は水温や車速等により補正してもよい。

【0044】図11はEGRガス冷却装置出口側（コレクタ入口）のEGRガス温度 T_e 演算のフローチャートである。本フローはEGRガス冷却装置効率設定手段を含むEGRガス温度演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。S1では、排気温度 T_{exh} 、EGRガス冷却装置の効率に相当するEGRガス冷却装置の伝熱面における基本熱貫流率 κ_0 及びその補正係数 κ_h 、EGR量 Q_e 、EGRガス冷却水温センサにより検出されるEGRガス冷却水温度 T_{wg0} を読み込む。

【0045】尚、基本熱貫流率 κ_0 は、図12に示すように、エンジン回転数 N_e と燃料噴射量（負荷） Q_{sol} とから近似的にマップ検索し、その補正係数 κ_h は、図13に示すように、EGR量 Q_e からテーブル検索する。排気温度 T_{exh} 及びEGR量 Q_e の演算方法については後述する。S2では、次式に示すような演算により、熱貫流率 κ の遅れ処理を行う。

$$\kappa = \kappa_{n-1} \times (1 - T_{cK}) + \kappa_0 \times T_{cK}$$

$$\kappa = \kappa_{n-1} \times (1 - T_{cK}) + \kappa_0 \times T_{cK}$$

ここで、 T_{cK} は定数である。また、添字の $n-1$ は1サイクル前の値である。S3では、次式に示すような演算により、EGRガス冷却水温度 T_{wg} の進み処理を行う。

$$T_{wg} = GKT_w \times T_w - T_{wg0n-1}$$

ここで、 GKT_w は定数である。また、添字の $n-1$ は1サイクル前の値である。

【0047】S4では、次式により、EGRガス冷却装置出口側のEGRガス温度 T_e を演算し、処理を終了する。

$$T_e = T_{exh} - T_{wg} \times \kappa \times A / (\kappa \times \kappa_h \times A / 2 - Q_e \times C_p)$$

ここで、 A 、 C_p は定数である。尚、この T_e の演算式は、図14に示す熱交換器モデルを基に下式をたて、変形したものである。

$$G_a \times C_p \times (T_{gin} - T_{gout}) = \kappa \times A \times ((T_{gin} - T_{gout}) / 2 - T_w)$$

ここで、 C_p はガス比熱（本来は温度の関数であるが使用域では変化が小さいとして定数とする）、 A は伝熱面積である。図15は体積効率相当値 K_{in} 演算のフローチャートである。本フローは基準クランク角信号に同期して実行される。

【0049】S1では、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} 、燃料噴射量 Q_{sol} 、エンジン回転数 N_e を読み込む。S2では、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} とエンジン回転数 N_e とから、例えば図16に示すようなマップを参照して、体積効率基本値 K_{inH1} を演算する。S3では、燃料噴射量 Q_{sol} とエンジン回転数 N_e とから、例えば図17に示すようなマップを参照して、体積効率負荷補正係数 K_{inH2} を演算する。

【0050】S4では、体積効率基本値 K_{inH1} とその補正係数 K_{inH2} とから、体積効率相当値 $K_{in} = K_{inH1} \times K_{inH2}$ を演算し、処理を終了する。図18は排気温度 T_{exh} 演算のフローチャートである。本フローは排気温度予測手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。予測演算に代えて、排気温度検出手段として排気温センサを用いることも可能である。

【0051】S1, S2, S3では、燃料噴射量のサイクル処理値 Q_{f0} 、シリンダ吸入ガス温度のサイクル処理値 T_{n0} 、排気圧 P_{exh} を読み込む。 Q_{f0} 、 T_{n0} の演算方法については後述する。S4では、燃料噴射量のサイクル処理値 Q_{f0} から、例えば図19に示すようなテーブルを参照して、排気温度基本値 T_{exhb} を演算する。

【0052】S5では、シリンダ吸入ガス温度のサイクル処理値 T_{n0} から、次式により、排気温度に対する吸気温度補正係数 K_{texh1} を演算する。

$$K_{texh1} = (T_{n0} / T_{A\#})^{KN\#}$$

ここで、 $T_{A\#}$ 、 $KN\#$ は定数である。S6では、排気圧 P_{exh} から、次式のごとき熱力学の法則に基づく式を用いて、排気温度に対する排気圧補正係数（排気圧上昇

による温度上昇補正係数) K_{texh2} を演算する。

【0053】

$$K_{texh2} = (P_{exhn} - 1 / P_{A\#})^{(K_{exh} - 1) / K_{exh}}$$

ここで、 $P_{A\#}$ 、 $\#K_{exh}$ は定数である。S7では、排気温度基本値 T_{exhb} と吸気温度補正係数 K_{texh1} と排気圧補正係数 K_{texh2} とから、排気温度 $T_{exh} = T_{exhb} \times K_{texh1} \times K_{texh2}$ を演算し、処理を終了する。

【0054】図20はEGR量 Q_e 演算のフローチャートである。本フローはEGR量演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。S1では、吸気圧 P_m 、排気圧 P_{exh} 、EGR弁開度としてのEGR弁実リフト量 L_{ifls} を読み込む。この場合、EGR弁開度検出手段として、EGR弁実リフト量 L_{ifls} を直接検出するEGR弁リフトセンサを設けてもよいが、EGR弁をステップモータのように目標値を与えれば実際のリフト量が一義に決まるアクチュエータで駆動するシステムでは、EGR弁実リフト量 L_{ifls} として、後述するEGR弁目標リフト量 M_{lift} を用いることができる。

【0055】S2では、EGR弁実リフト量 L_{ifls} から、例えば図21に示すようなテーブルを参照して、EGR弁流路面積 A_{ve} を演算する。S3では、EGR流路弁面積 A_{ve} と、吸気圧 P_m と排気圧 P_{exh} との差圧とから、次式により、EGR流量 Q_e を演算し、処理を終了する。

$$Q_e = A_{ve} \times (P_{exh} - P_m)^{1/3} \times KR\#$$

ここで、 $KR\#$ は定数で、ほぼ $2 \times \rho$ に等しい値である (ρ は排気密度)。 $KR\#$ をEGR弁開度に応じてテーブルより求めてもよい。

【0056】図22はシリンダ吸入新気量 (排気量)、燃料噴射量、シリンダ吸入ガス温度のサイクル処理のフローチャートである。本フローは所定時間 (例えば 10 ms) 毎に実行される。S1では、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} 、燃料噴射量 Q_{sol} 、シリンダ吸入ガス T_{int} を読み込む。尚、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} の演算方法については後述する。

【0057】S2では、これらの Q_{ac} 、 Q_{sol} 、 T_{int} にサイクル処理を施す。すなわち、次式のごとく、 Q_{ac} についてはシリンダ数から 1 引いた分の遅れ処理を行って、サイクル処理値、すなわち排気量 Q_{exh} を求め、 Q_{sol} についてはシリンダ数から 2 引いた分の遅れ処理を行って、サイクル処理値 Q_{f0} を求め、 T_{int} についてはシリンダ数から 1 引いた分の遅れ処理を行って、サイクル処理値 T_{n0} を求め、処理を終了する。

$$Q_{exh} = Q_{ac} \times Z^{-(CYLN\#-1)}$$

$$Q_{f0} = Q_{sol} \times Z^{-(CYLN\#-2)}$$

$$T_{n0} = T_{int} \times Z^{-(CYLN\#-1)}$$

ここで、 $CYLN\#$ はシリンダ数である。図23は燃料噴射量 Q_{sol} 演算のフローチャートである。本フローは基準クランク角信号に同期して実行される。

【0059】S1では、エンジン回転数 N_e 及びアクセ

ル開度 (コントロールレバー開度) CL を読み込む。S2では、エンジン回転数 N_e 及びアクセル開度 CL から、例えば図24に示すようなマップを参照して、基本燃料噴射量 M_{qdrv} を演算する。S3では、基本燃料噴射量 M_{qdrv} に対し、水温補正等の各種補正を行い、燃料噴射量 Q_{sol1} を求める。

【0060】S4では、例えば図25に示すようなマップを参照して、エンジン回転数 N_e と吸気圧 P_m とから、最大噴射量 $Q_{sol1MAX}$ を求めて、最大噴射量の制限を行い (Q_{sol1} と $Q_{sol1MAX}$ とから小さい方を選択し)、結果を最終的な燃料噴射量 Q_{sol} として、処理を終了する。図26はEGR弁に対する指令リフト量 L_{ift} 演算のフローチャートである。本フローはEGR弁制御手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。

【0061】S1では、吸気圧 P_m 、排気圧 P_{exh} 、目標EGR量 T_{qe} を読み込む。目標EGR量 T_{qe} の演算方法については後述する。S2では、次式のごとき流体力学の法則に基づく式を用いて、EGR弁要求流路面積 T_{av} を演算する。

$$T_{av} = T_{qe} / (P_{exh} - P_m)^{1/3} / KR\#$$

ここで、 $KR\#$ は定数で、ほぼ $2 \times \rho$ に等しい値である (ρ は排気密度)。 $KR\#$ をEGR弁開度に応じてテーブルより求めてもよい。

【0062】S3では、EGR弁要求流路面積 T_{av} から、例えば図27に示すような流路面積とリフト量との関係を示すテーブルを参照して、目標リフト量 M_{lift} を演算する。S4では、目標リフト量 M_{lift} に弁の作動遅れ分の進み処理を行い、その値を指令リフト量 L_{ift} として、処理を終了する。

【0063】図28は目標EGR量 T_{qe} 演算のフローチャートである。本フローは図29のフローと共に目標EGR量演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。S1では、エンジン回転数 N_e 、目標EGR率 M_{egr} 、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} を読み込む。目標EGR率 M_{egr} の演算方法については後述する。

【0064】S2では、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} に目標EGR率 M_{egr} を乗じることにより、目標吸入EGR量 $T_{qec0} = Q_{ac} \times M_{egr}$ を求める。S3では、次式のごとく、目標吸入EGR量 T_{qec0} に吸気系容量分の進み処理を行い、 T_{qec} を求める。

$$T_{qec} = T_{qecn-1} \times (1 - K_{in} \times K_{vol}) + T_{qec0} \times K_{in} \times K_{vol}$$

S4では、目標吸入EGR量 T_{qec} とエンジン回転数 N_e と定数 $KCON\#$ とから、次式により、目標EGR量 T_{qe} を演算し、処理を終了する。

$$T_{qe} = T_{qec} \times N_e / KCON\#$$

図29は目標EGR率 M_{egr} 演算のフローチャートである。本フローは目標EGR量演算手段及び目標EGR量補正手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行

される。S 1 では、エンジン回転数 N_e 、燃料噴射量 Q_{sol} 、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} を読み込む。シリンダ吸入ガス温度 T_{int} の演算方法については後述する。

【0066】S 2 では、エンジン回転数 N_e と燃料噴射量 Q_{sol} とから、例えば図 30 に示すようなマップを参照して、目標 EGR 率基本値 $Megr0$ を演算する。S 3 では、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} から、例えば図 31 に示すようなテーブルを参照して、補正係数 $Hegr$ を演算する。S 4 では、目標 EGR 率基本値 $Megr0$ に補正係数 $Hegr$ を乗じることにより、目標 EGR 率 $Megr = Megr0 \times Hegr$ を求め、処理を終了する。この部分が目標 EGR 量（目標 EGR 率）補正手段に相当する。

【0067】図 32 はシリンダ吸入ガス温度 T_{int} 演算のフローチャートである。本フローはシリンダ吸入ガス温度演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。S 1 では、シリンダ吸入新気量 Q_{ac} 、シリンダ吸入 EGR 量 Q_{ec} 、吸入新気温度 T_a 、EGR ガス温度 T_e を読み込む。

【0068】S 2 では、これらから、次式により、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} を演算し、処理を終了する。

$$T_{int} = (Q_{ac} \times T_a + Q_{ec} \times T_e) / (Q_{ac} + Q_{ec})$$
 このように、吸入新気量と吸入新気温度を測定し、熱力学及び流体力学の法則に従って吸気圧を予測し、また、吸気圧と同様に排気圧を予測して、吸気圧と排気圧との差圧と EGR 弁のリフト量に対する開度面積情報とから流体力学の法則により、目標 EGR 量を演算する構成とし、EGR 量とエンジンの運転状態に応じて EGR ガス冷却装置出口側の EGR ガス温度とを予測することにより、シリンダに吸入されるガス温度を正確に予測することが可能である。

【0069】また、センサ、アクチュエータ、作動流体の遅れを予測し、この遅れを補償するように進み処理することにより、正確にシリンダ吸入ガス温度を予測することができる。この結果、EGR ガス冷却装置を適用したディーゼルエンジンにおいて、運転条件が時々刻々変化するような過渡運転であっても、EGR ガス冷却による排気低減効果を享受することができる。また、精度よくシリンダ吸入ガス温度を予測することができるため、シリンダ吸入ガス温度に応じて EGR 量を補正制御することが可能となり、所望の排気低減効果が得られるようになる。

【0070】次の本発明の他の実施例について説明する。図 33 は第 2 実施形態における構成を示す図である。この第 2 実施形態では、EGR ガス冷却装置 9 をエンジン冷却システムのラジエター 41 とサーモスタット 42 との間に配置して、エンジン冷却水の最も冷えた水で冷却し、かつ、水温調整装置としてのラジエターファン 43 で水温を調整することを特徴とする。44 はウォーターポンプである。

【0071】尚、図示しないが、EGR ガス冷却装置 9

用に水冷却システムを別途持って、水温を調整するようにしてもよい。制御上、この第 2 実施形態において、第 1 実施形態と異なる点は、図 34 のフローが追加される点である。図 34 はラジエターファンによる EGR ガス冷却水温制御のフローチャートである。本フローは基準クランク角信号に同期して実行される。

【0072】S 1 では、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} 、及び、図 35 に示すようにエンジン回転数 N_e と燃料噴射量（負荷） Q_{sol} とで設定される目標シリンダ吸入ガス温度 M_{tint} を読み込む。S 2 では、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} と目標シリンダ吸入ガス温度 M_{tint} との差 $dT_{int} = T_{int} - M_{tint}$ を求める。

【0073】S 3 では、温度差 dT_{int} から、図 36 に示すようなテーブルを参照して、ラジエターファン作動段数（Off, Low, Mid, Hi）を設定し、対応したラジエターファン制御指令を出力して、処理を終了する。すなわち、この第 2 実施例では、ラジエターファンの作動を制御して、EGR ガス冷却水温度を制御することにより、熱交換量を制御し、シリンダ吸入ガス温度を制御するのである。

【0074】図 37 は本発明の第 3 実施形態における構成を示す図である。この第 3 実施例では、EGR ガス冷却装置 9 をサーモスタット 42 下流のウォーターポンプ 44 とエンジン 1 の吸入側との間に配置して、一定温度に保たれた水で冷却し、かつ、EGR ガス冷却装置 9 を通過する水量を調整するように、水量調整装置としての水量調整弁 45 を設けて、水量を調整することを特徴とする。水量調整弁 45 としては、比例ソレノイド型の電磁弁や、ステップモータ等で駆動される制御弁を用いる。

【0075】尚、図示しないが、EGR ガス冷却装置 9 用に水冷却システムを別途持って、水量を調整するようにしてもよい。制御上、この第 3 実施形態において、第 1 実施形態と異なる点は、図 11 のフローに代えて図 38 のフローを用いる点（厳密には図 13 のテーブルに代えて図 40 のマップを用いる点）と、図 41 のフローが追加される点である。

【0076】図 38 は EGR ガス温度 T_e 演算ルーチンのフローチャートである。本フローは EGR ガス冷却効率設定手段を含む EGR ガス温度演算手段に相当し、基準クランク角信号に同期して実行される。S 1 では、排気温度 T_{exh} 、EGR ガス冷却装置の効率に相当する EGR ガス冷却装置の伝熱面における基本熱貫流率 κ_0 及びその補正係数 κ_h 、EGR 量 Q_e 、EGR ガス冷却水温センサにより検出される EGR ガス冷却水温度 T_{wg0} を読み込む。

【0077】尚、基本熱貫流率 κ_0 は、図 39 に示すように、エンジン回転数 N_e と燃料噴射量（負荷） Q_{sol} とから近似的にマップ検索し、その補正係数 κ_h は、図 40 に示すように、EGR 量 Q_e と水量調整弁開度とからマップ検索する。S 2 では、次式に示すような演算に

より、熱貫流率 κ の遅れ処理を行う。

$$\kappa = \kappa_{n-1} \times (1 - T_{cK}) + \kappa_0 \times T_{cK}$$

ここで、 T_{cK} は定数である。また、添字の $n-1$ は 1 サイクル前の値である。

【0078】S3では、次式に示すような演算により、EGRガス冷却水温度 T_{wg} の進み処理を行う。

$$T_{wg} = GK T_w \times T_w - T_{wg0n-1}$$

ここで、 $GK T_w$ は定数である。また、添字の $n-1$ は 1 サイクル前の値である。

【0079】S4では、次式により、EGRガス冷却装置 10 出口側のEGRガス温度 T_e を演算し、処理を終了する。

$$T_e = T_{exh} - T_{wg} \times \kappa \times A / (\kappa \times \kappa_h \times A / 2 - Q_e \times C_p)$$

ここで、 A 、 C_p は定数である。図41は水量調整弁によるEGRガス冷却水量制御のフローチャートである。本フローは基準クランク角信号に同期して実行される。

【0080】S1では、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} 、及び、図42に示すようにエンジン回転数 N_e と燃料噴射量（負荷） Q_{sol} とで設定される目標シリンダ吸入ガス温度 M_{int} を読む。S2では、シリンダ吸入ガス温度 T_{int} と目標シリンダ吸入ガス温度 M_{int} との差 $d T_{int} = T_{int} - M_{int}$ を求める。

【0081】S3では、温度差 $d T_{int}$ から、図43に示すようなテーブルを参照して、水量調整弁開度を設定し、水量調整弁駆動用アクチュエータに制御指令を出力して、処理を終了する。すなわち、この第3実施形態では、水量調整弁の開度を制御して、EGRガス冷却水量を制御することにより、熱交換量を制御し、シリンダ吸入ガス温度を制御するのである。

【0082】このように、第2実施形態又は第3実施形態によれば、予測したシリンダ吸入ガス温度に応じてEGRガス冷却装置の能力を制御することにより、シリンダ吸入ガス温度が過渡運転時においても変動（特に高温側にシフト）し難くなるため、EGRガス冷却による排気低減効果を最大限に享受できる。

【図面の簡単な説明】

- 【図1】 本発明の構成を示す機能ブロック図
- 【図2】 本発明の第1実施形態を示すシステム図
- 【図3】 燃料噴射装置の具体例を示す図
- 【図4】 燃料噴射時期調整機構の詳細図
- 【図5】 EGR装置の具体例を示す図
- 【図6】 吸気系圧力演算のフローチャート
- 【図7】 排気系圧力演算のフローチャート
- 【図8】 シリンダ吸入新気量演算のフローチャート
- 【図9】 シリンダ吸入EGR量演算のフローチャート
- 【図10】 吸入新気温度演算のフローチャート
- 【図11】 EGRガス温度演算のフローチャート
- 【図12】 基本熱貫流率マップを示す図
- 【図13】 補正係数テーブルを示す図

- 【図14】 熱交換器モデルを示す図
- 【図15】 体積効率相当値演算のフローチャート
- 【図16】 体積効率基本値マップを示す図
- 【図17】 補正係数マップを示す図
- 【図18】 排気温度演算のフローチャート
- 【図19】 排気温度基本値テーブルを示す図
- 【図20】 EGR量演算のフローチャート
- 【図21】 EGR弁流路面積テーブルを示す図
- 【図22】 サイクル処理のフローチャート
- 【図23】 燃料噴射量演算のフローチャート
- 【図24】 基本燃料噴射量マップを示す図
- 【図25】 最大噴射量マップを示す図
- 【図26】 EGR弁指令リフト量演算のフローチャート
- 【図27】 目標リフト量テーブルを示す図
- 【図28】 目標EGR量演算のフローチャート
- 【図29】 目標EGR率演算のフローチャート
- 【図30】 目標EGR率基本値マップを示す図
- 【図31】 補正係数テーブルを示す図
- 【図32】 シリンダ吸入ガス温度演算のフローチャート
- 【図33】 第2実施形態における構成を示す図
- 【図34】 EGRガス冷却水温制御のフローチャート
- 【図35】 目標シリンダ吸入ガス温度マップを示す図
- 【図36】 ラジエーターファン作動段数テーブルを示す図
- 【図37】 第3実施形態における構成を示す図
- 【図38】 EGRガス温度演算のフローチャート
- 【図39】 基本熱貫流率マップを示す図
- 【図40】 補正係数マップを示す図
- 【図41】 EGRガス冷却水量制御のフローチャート
- 【図42】 目標シリンダ吸入ガス温度マップを示す図
- 【図43】 水量調整弁開度テーブルを示す図
- 【図44】 EGRガス冷却装置を備えたディーゼルエンジンを搭載した車両で走行したときの各種パラメータの変動を示す図

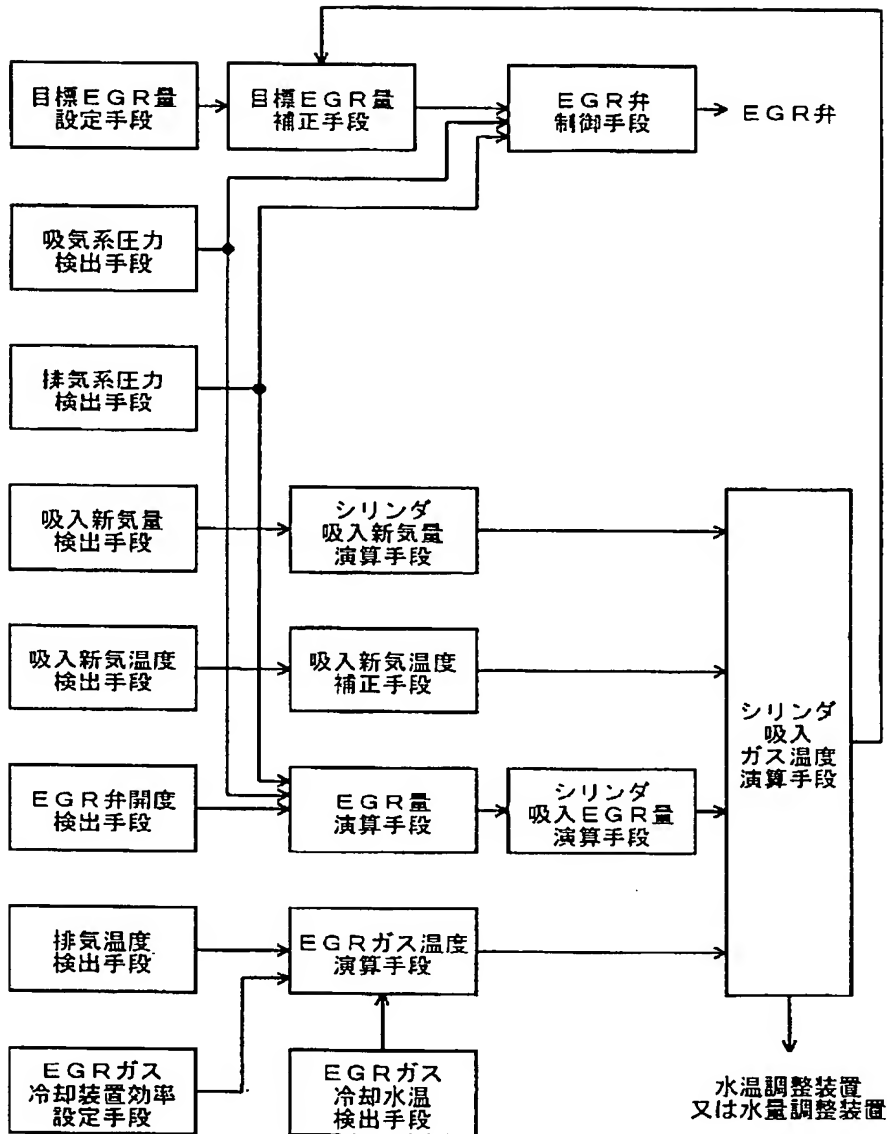
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 燃料噴射ポンプ
- 3 燃料噴射ノズル
- 5 EGR通路
- 6 EGR弁
- 7 コレクタ
- 9 EGRガス冷却装置
- 14 エアフローメータ
- 15 吸気温センサ
- 17 EGRガス冷却水温センサ
- 32 回転数センサ
- 34 アクセル開度センサ
- 39 コントロールユニット

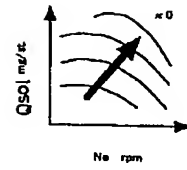
- 4 1 ラジエター
4 2 サーモスタット
4 3 ラジエターファン

- 4 4 ウォータポンプ
4 5 水量調整弁

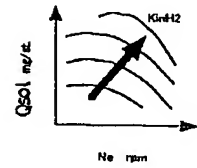
【図 1】



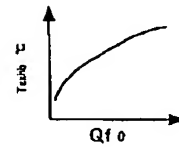
【図 12】



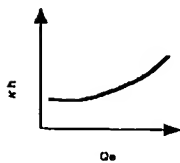
【図 17】



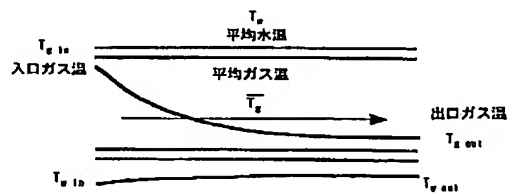
【図 19】



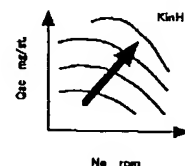
【図 13】



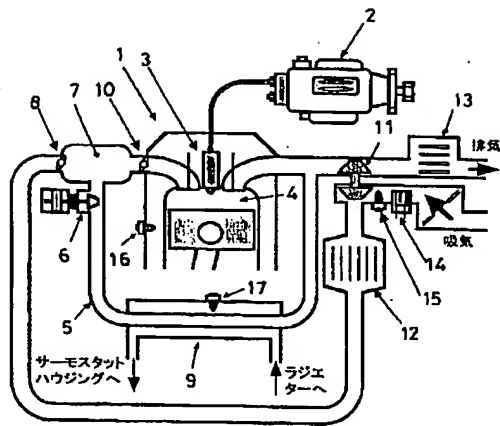
【図 14】



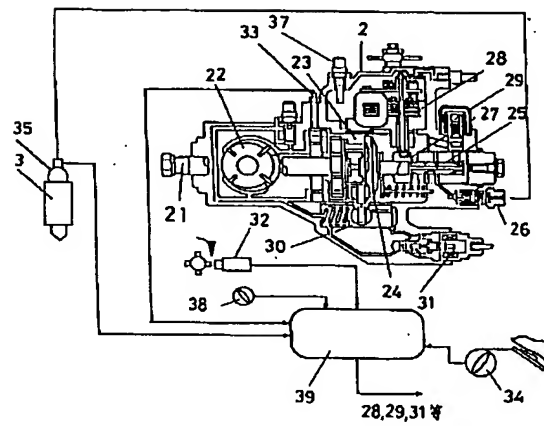
【図 16】



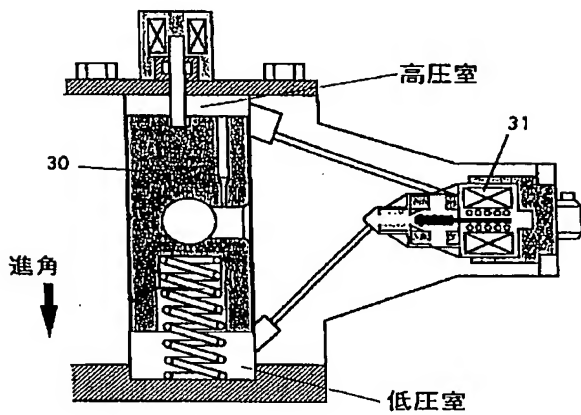
【図 2】



【図 3】

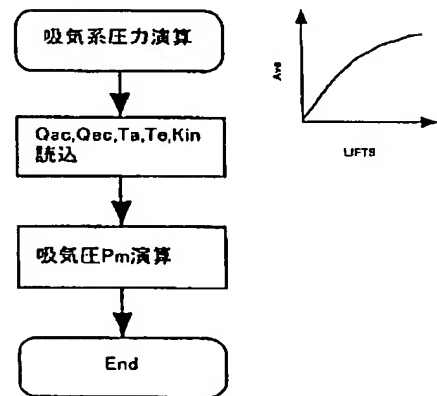


【図 4】



【図 6】

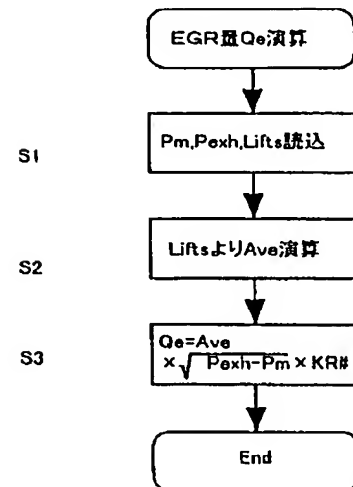
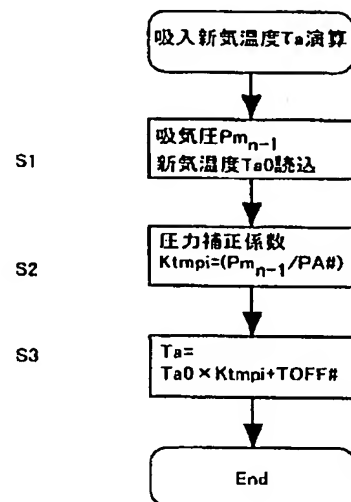
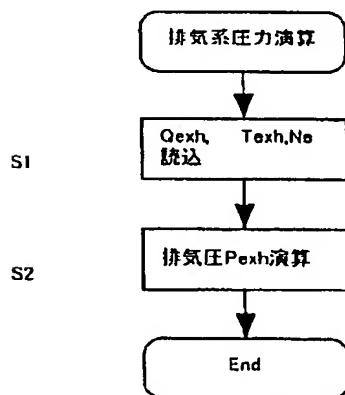
【図 21】



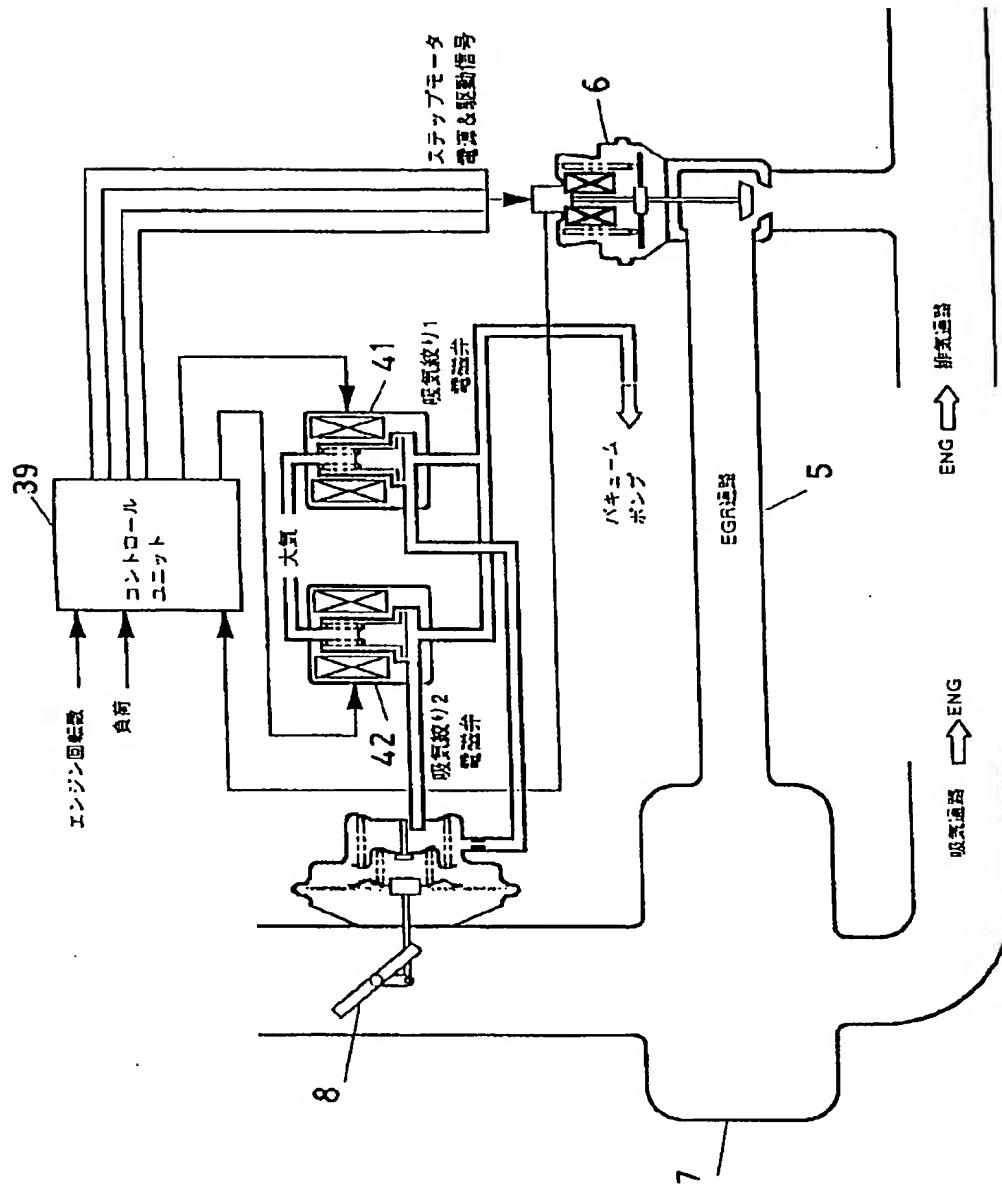
【図 7】

【図 10】

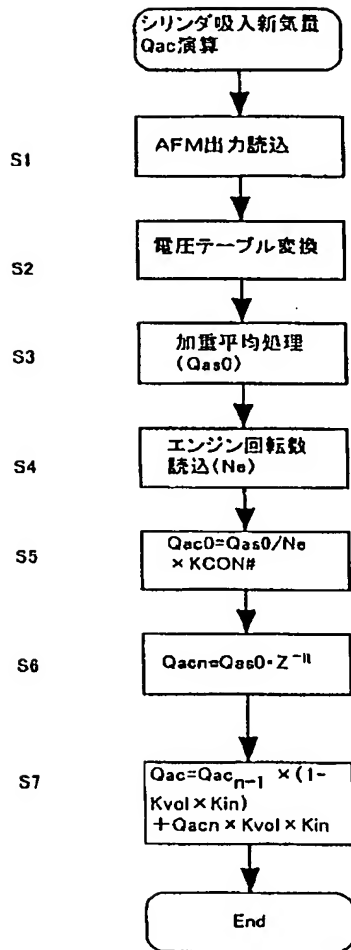
【図 20】



【図5】



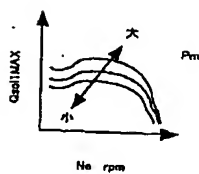
【図 8】



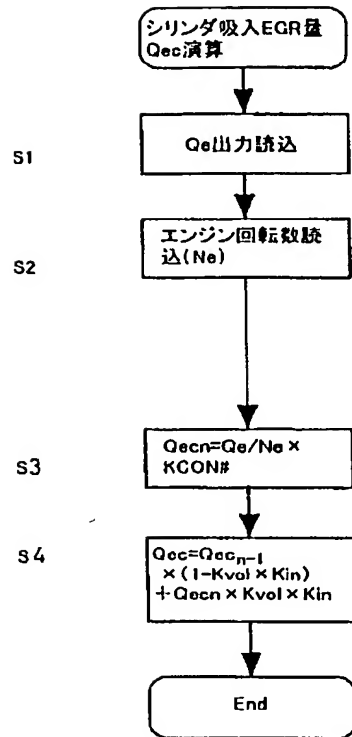
【図 2 4】



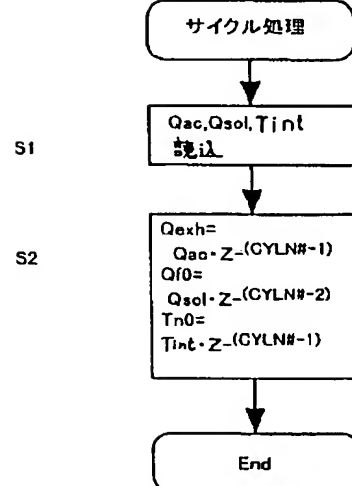
【図 2 5】



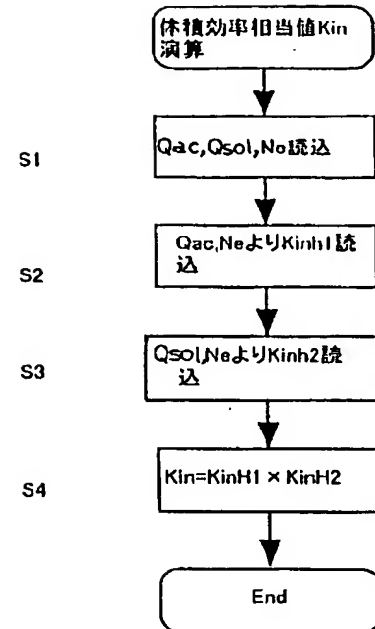
【図 9】



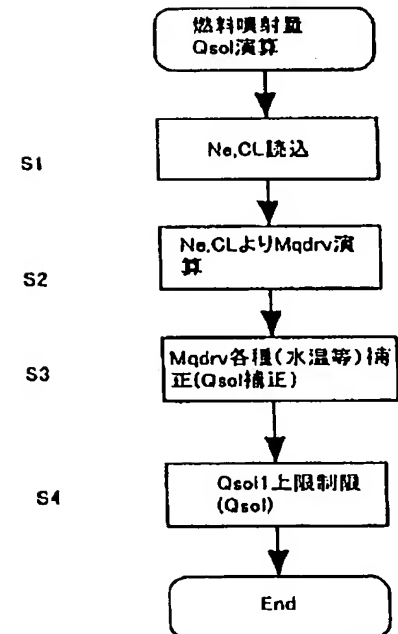
【図 2 2】



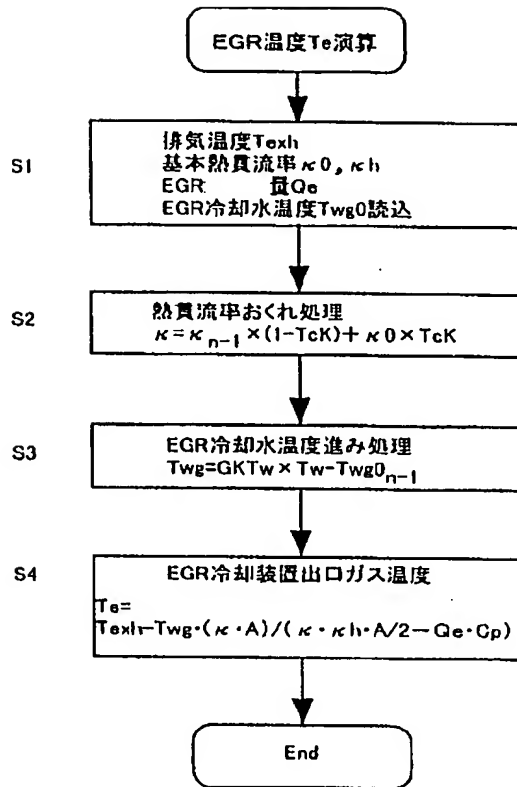
【図 1 5】



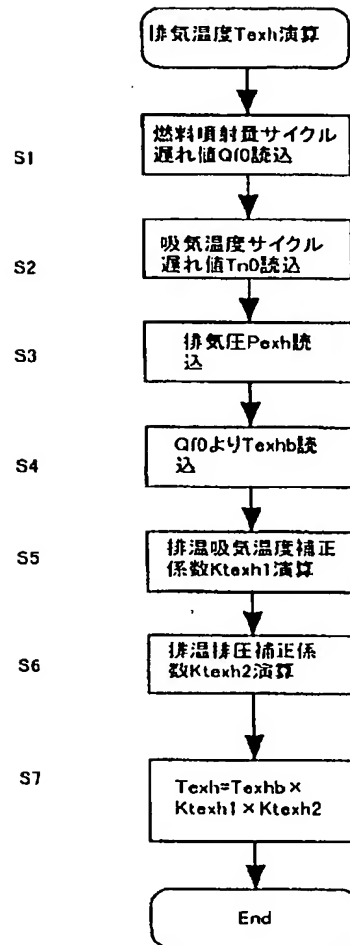
【図 2 3】



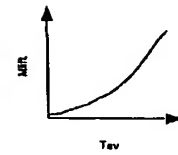
【図 11】



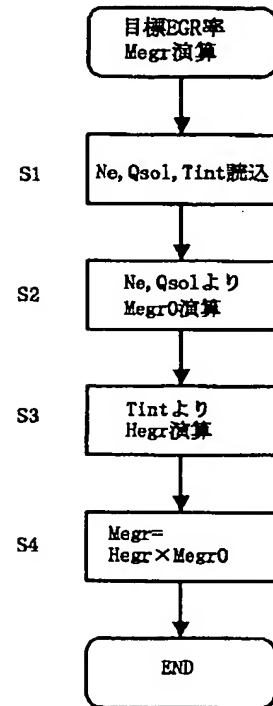
【図 18】



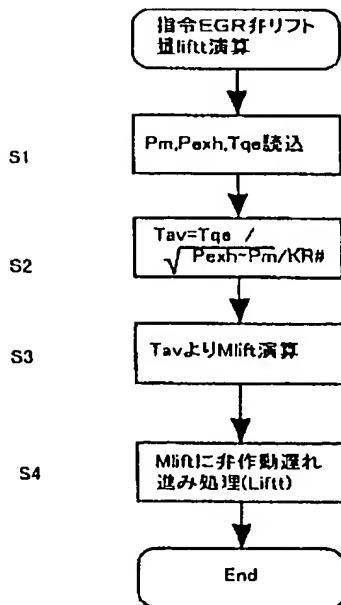
【図 27】



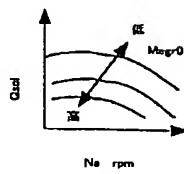
【図 29】



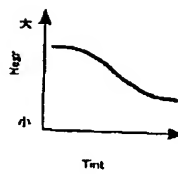
【図 26】



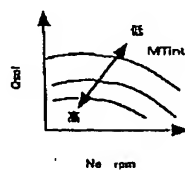
【図 30】



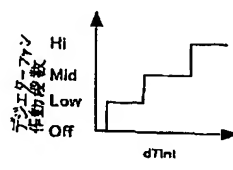
【図 31】



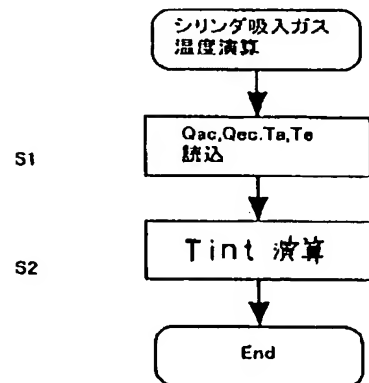
【図 35】



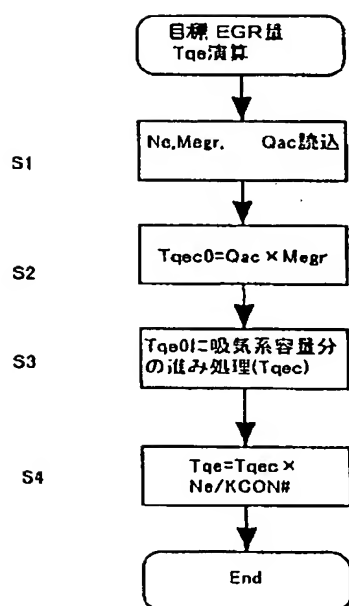
【図 36】



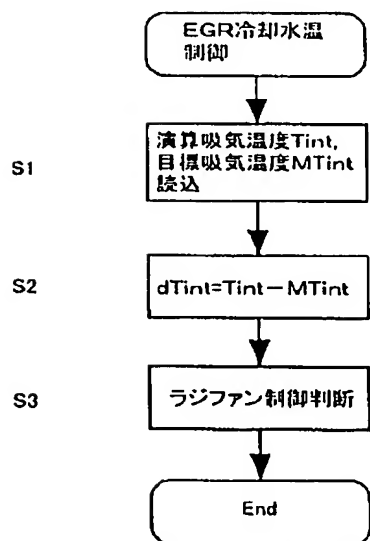
【図 32】



【図 2 8】



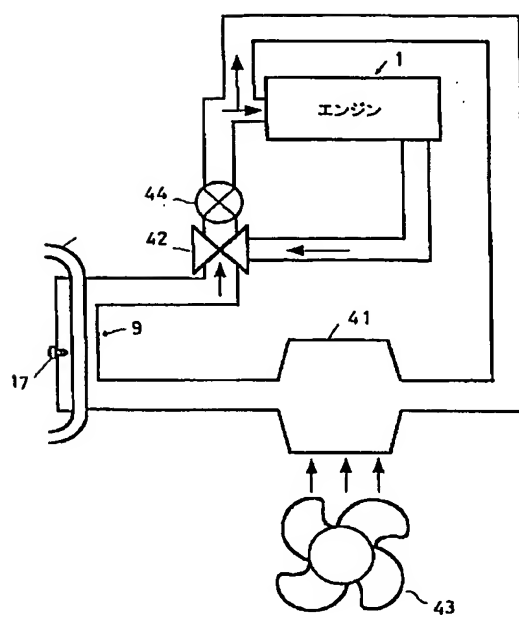
【図 3 4】



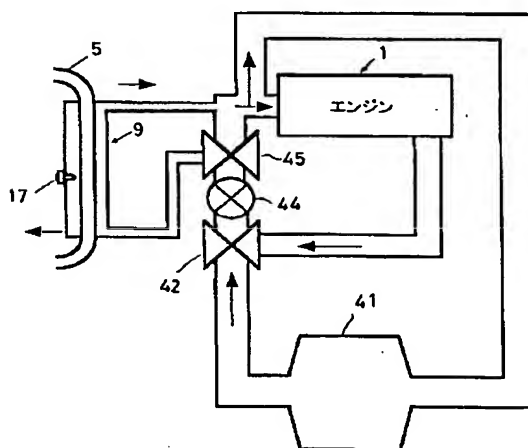
【図 4 3】



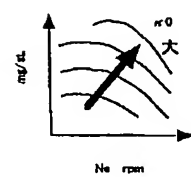
【図 3 3】



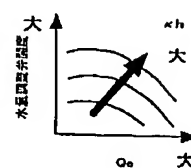
【図 3 7】



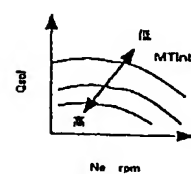
【図 3 9】



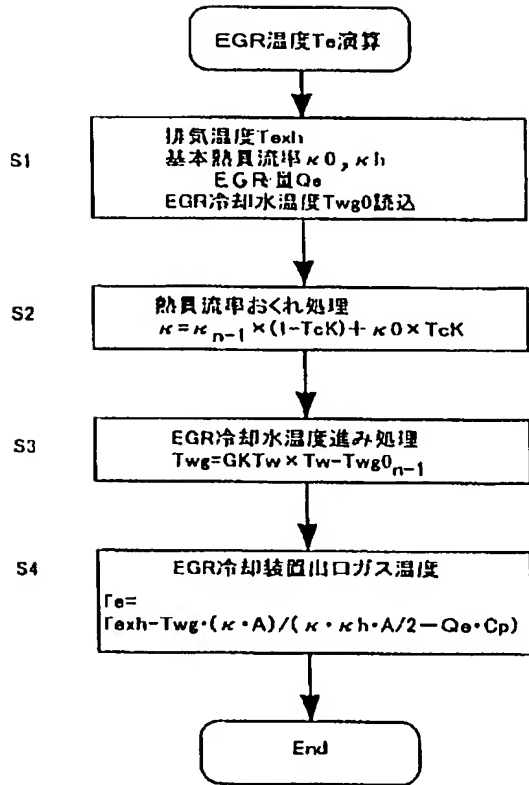
【図 4 0】



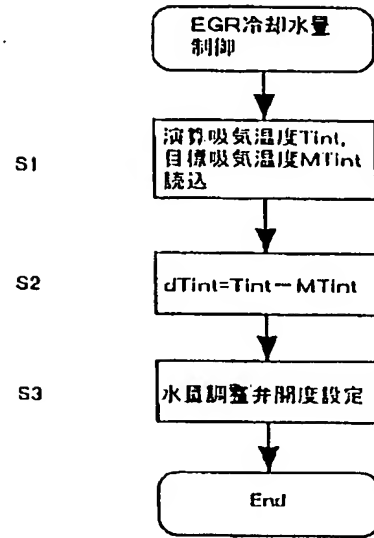
【図 4 2】



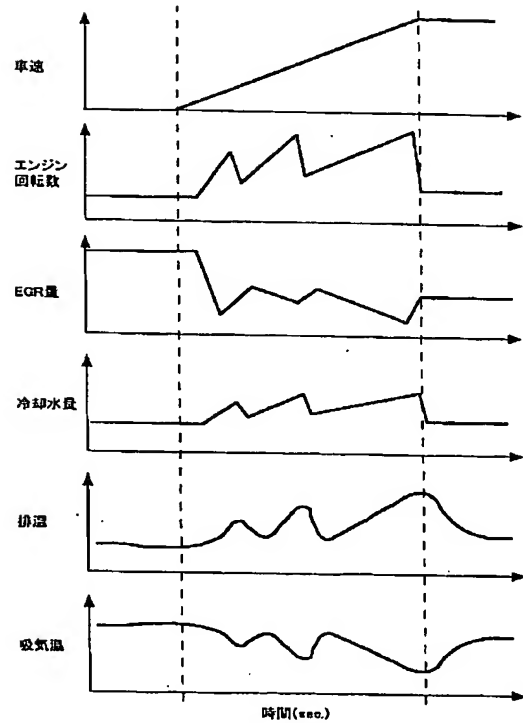
【図 3 8】



【図 4 1】



【図 4 4】



(17)

特開平 1 1 - 1 6 6 4 5 2

フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁴

F 0 2 D 45/00

識別記号

3 1 2

3 6 0

F I

F 0 2 D 45/00

3 1 2 R

3 6 0 C

3 6 0 D

3 6 0 F